

普通高等教育"十三五"创新型规划教材

理论+实践+数字资源一体化规划教材

紧扣教学大纲，突出重点

强化应用能力，迁移拓展

支持教学做考，立体资源



机械设计

主审 张明柱 主编 魏冰阳 徐 恺

JIXIE SHEJI



电子科技大学出版社

普通高等教育“十三五”创新型规划教材
理论+实践+数字资源一体化规划教材

主　审　张明柱
主　编　魏冰阳　徐　恺
副主编　聂少武　党玉功　李更更



机械设计

JIXIE SHEJI

电子科技大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

机械设计 / 魏冰阳，徐恺主编. —成都：电子科技大学出版社，2017.5

ISBN 978-7-5647-3639-2

Ⅰ.①机… Ⅱ.①魏… ②徐… Ⅲ.①机械设计 Ⅳ.①TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 097371 号

机械设计

主　编 魏冰阳　徐　恺

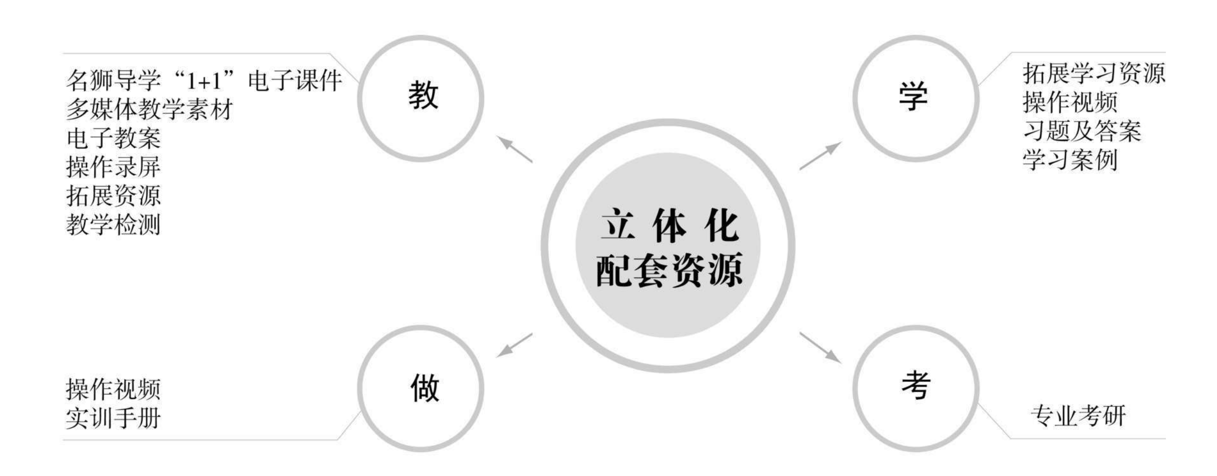
出　　版：电子科技大学出版社(成都市一环路东一段 159 号电子信息产业大厦　邮编:610051)
策划编辑：杜　倩
责任编辑：杜　倩　李　倩
主　　页：www.uestcp.com.cn
电子邮箱：uestcp@uestcp.com.cn
发　　行：新华书店经销
印　　刷：三河市越阳印务有限公司
成品尺寸：203mm×260mm　　**印张** 23　　**字数** 650 千字
版　　次：2017 年 5 月第一版
印　　次：2017 年 5 月第一次印刷
书　　号：ISBN 978-7-5647-3639-2
定　　价：49.50 元

前言 PREFACE

机械设计是工科高等院校中机械类专业的一门主干技术基础课。本课程主要介绍机械中通用零部件的工作原理、结构特点、基本的设计理论和计算方法，其任务是通过课堂教学、实验和课程设计使学生具有：对机械系统的认知，设计通用零部件和简单机械系统的能力，对于机械工程问题能够建立模型、分析求解和论证的能力，在机械工程实践中初步掌握并使用各种技术规范、技能和现代工程工具的能力。

根据我国机械制造业中长期发展规划与我国高等教育分类改革的需要，基于应用型四年制机械类工科院校的教学要求，编者编写了本书。本书在编写过程中，着眼于实用性、可读性，即易感、易识、易学，同时兼顾机械系统知识的架构形成，重点培养学生机械设计的基本素质和能力。本书在内容的取舍及阐述方面，注意取材的先进性、工程应用性，在工程认知的基础上厘清了有关基本概念、基本理论和基本方法，论述上从每章工程应用实例认知开始，引导读者以一个设计师的视觉思考工程应用问题，从而获取所需要的主要知识点。在内容编排上本书尽可能做到深入浅出，有意增加了实物或三维图片，以尽可能达到图文并茂、形象、直观的目的。除此之外，本书还着重增加了结构设计的内容，补充了一些关于新技术、新方法的阅读材料，旨在培养学生的工程实践能力和创新意识。本书尽可能选用一些典型例题讲述详细的解题步骤，重点实例按项目形式展开在各章开篇提出学习重点，对于易错、易混淆的概念或关键点正文中插入提示，结尾给出要点总结，以最大限度地满足教师执教和学生自学的要求。各章末附有习题，以满足多种教学形式之需。

丛书立体化配套资源



本书分为17章。参加本书编写的有河南科技大学魏冰阳(第1、17章),聂少武(第3、4、5、6、11章),党玉功(第7、8、9章),李更更(第10、13、14、16章),徐恺(第2、12、15)。本书由魏冰阳、徐恺担任主编,聂少武、党玉功、李更更担任副主编。

本书由张明柱教授精心审阅,并提出宝贵意见,编者在此表示衷心感谢。

由于编者水平所限,漏误及不当之处在所难免,敬请各位从事机械设计教学的教师和广大读者不吝赐教。

编　者

目录 CONTENTS

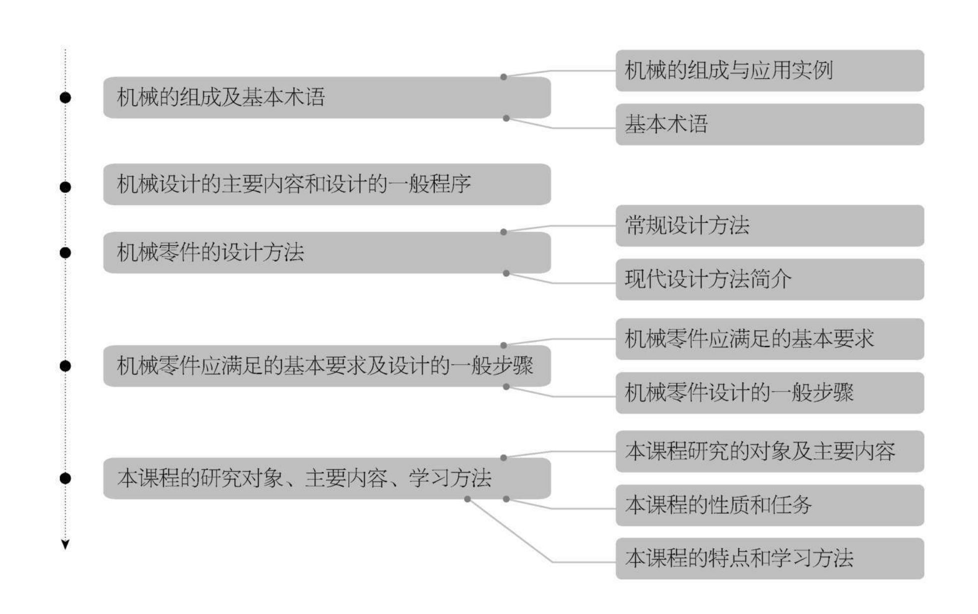
第一篇　机械设计总论

第二篇　紧固与连接

第三篇 轴系零部件设计

第一篇　机械设计总论

第1章　绪　　论



机械是人类进行生产活动的重要工具和实现劳动目的的重要手段，是人类文明的重要标志。现代化的机械装备能最大限度地减轻人们的体力劳动，提高劳动生产率和产品质量，而且便于人们对生产进行组织和管理，实现产品的标准化、系列化和通用化。机械工业为国民经济各部门提供最先进的成套机械装备，为国民经济和社会的发展提供强大支撑和动力，其发展程度更是衡量一个国家技术水平和现代化程度的重要标志。

1.1 机械的组成及基本术语

1.1.1 机械的组成与应用实例

机械是机器与机构的统称。

1. 机器

在工作和生活中，我们见到过很多机器，如摩托车、汽车、起重机、内燃机、缝纫机、织布机、洗衣机、机器人和各种加工机床等，种类繁多。

如图 1-1 所示皮带运输机广泛应用于工厂、矿山的物料运输。通用带式输送机一般由输送带、托辊、滚筒及驱动装置、张紧装置等组成。驱动装置一般由齿轮减速器和电动机组成，提供运输的动力，驱动滚筒、输送带执行物料运输。

图 1-2 为建筑行业广泛使用的挖掘机。图 1-3 为汽车工业广泛使用的焊接机器人。图 1-4 为一种手枪钻，机械加工行业常用的一种工具。

就其功能而言，图 1-1 至图 1-4 所示的机器都由原动部分、传动部分、执行(工作)部分和控制单元以及辅助部分(润滑、电气、检测等)组成。原动部分及执行部分是机器中的主体。

原动部分是机器工作的动力源。它可以是人力、物力(风力、热力、磁力和电力等)、畜力。现代机器中已经很少使用人力、畜力，原动力大多是电动机和热力机(内燃机、燃气轮机等)，而电动机应用最为广泛。例如，图 1-1 的皮带运输机、图 1-3 的机器人、图 1-4 的手枪钻均使用电机驱动，而图 1-2 的挖掘机则使用内燃机作为动力源。

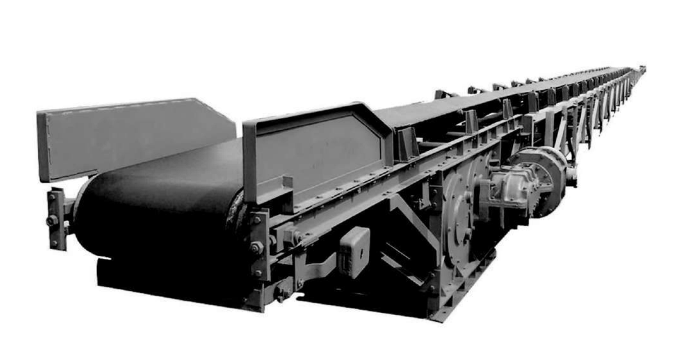


图 1-1 皮带运输机



图 1-2 挖掘机

执行(工作)部分是直接完成机器预期功能的部分，例如带式运输机中的卷筒及输送带(图 1-1)，挖掘机的铲斗(图 1-2)，机器人的手臂(图 1-3)，手枪钻的主轴(图 1-4)。



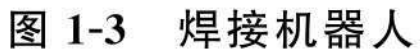

图 1-3 焊接机器人



图 1-4 手枪钻

传动部分用于传递动力，实现机器预期的运动。机器的功能各异，要求的运动参数和运动形式多不相同，要克服的工作阻力也不一样，但原动力的运动参数、运动形式和运动动力参数范围是有限和确定的，这些往往不能满足执行部分的要求。而传动部分在机器中的作用就是解决这两部分之间的矛盾，起到一个桥梁作用，把原动力的运动参数、运动形式和动力参数变换为机器执行部分所需要的参数和形式。例如，图 1-1 中的齿轮减速器，图 1-2 中的机臂机构，图 1-3 机器人所用到的齿轮减速器多达 5 个。机器的传动部分大多使用机械传动，还可使用液压传动(图 1-2 机臂的驱动)、气压传动和电气传动。现代机器设备中，集成机、电、液传动技术的愈来愈多，如汽车自动变速器就高度集中了机、电、液技术。本书介绍机器设备中常用的机械传动装置。

如图 1-5 所示为内燃机的结构图。它是由缸体 1、曲轴 2、连杆 3、活塞 4、进气阀 5、排气阀 6、顶杆 7、凸轮 8、齿轮 9 和 10 等组成。当燃气推动活塞做往复移动时，通过连杆使曲轴连续转动，从而将燃气的热能不断地转换为曲轴的机械能。凸轮和顶杆用于启闭进气阀和排气阀，为保证曲轴每转两周，进气阀、排气阀各启、闭一次，曲轴和凸轮之间安装了齿数比为 1∶2 的齿轮。这样，当燃气推动活塞运动时，各个构件协调地动作，进、排气阀有规律地启闭，加上汽化、点火等装置的配合，

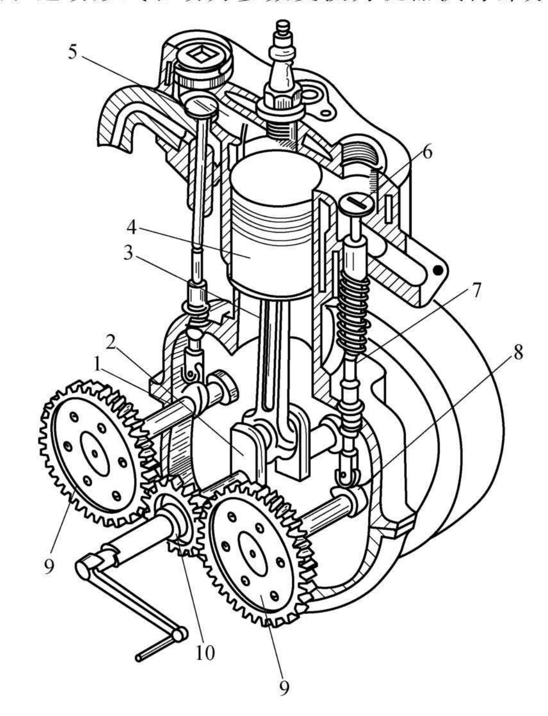
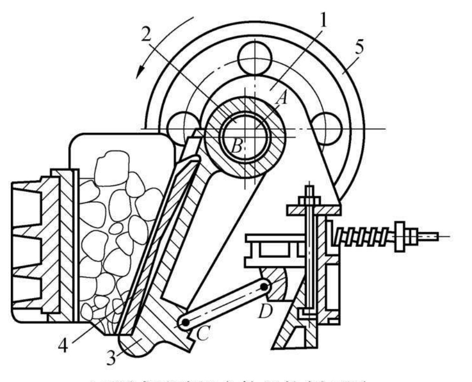


图 1-5 皮带输送机

1—缸体；2—曲轴；3—连杆；4—活塞；5—进气阀；6—排气阀；7—顶杆；8—凸轮；9，10—齿轮

就将热能转换为曲轴回转的机械能。

如图 1-6 所示为颚式破碎机。它是由电动机、带传动(图中只示出大带轮 5)、偏心轴 2、动颚 3、肘板 4 和机架 1 组成。当电动机通过带传动带动偏心轴 2 绕轴线 A 转动时，驱使输出构件动颚 3 做平面运动，从而将矿石轧碎。





(a)颚式破碎机主体机构剖面图　　(b)偏心轴示意图

图 1-6　颚式破碎机

1—机架；2—偏心轴；3—动颚；4—肘板；5—大带轮

从以上实例可以看出，所有机器均具有下列 3 个共同的特征：

(1)它们是人为的实体组合；

(2)组合体的运动构件之间具有确定的相对运动关系；

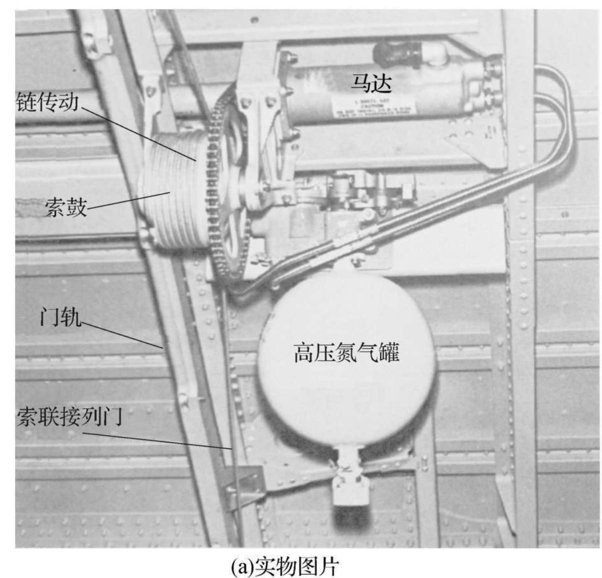
(3)能够独立地去完成有用的机械功(如起重机、金属切削机床等)或转换机械能(如电动机、内燃机等)或传递能量、物料，提供或转换信息(如空调压缩机、运输机、钟表、打印机等)。

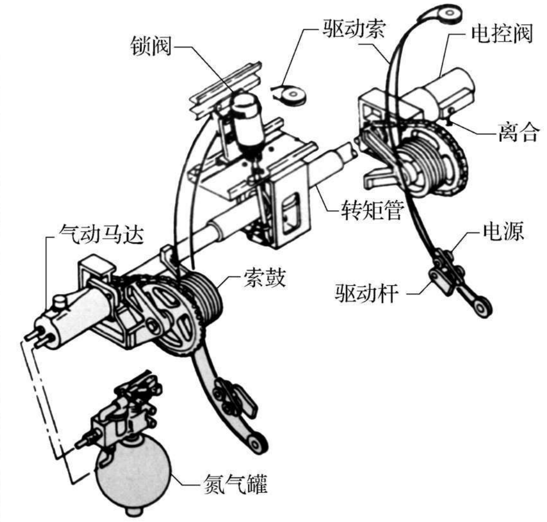
综上所述，满足上述 3 个特征的实体组合称为机器。

2. 机构

机构只具备机器的前两个特征，无法独立完成工作，通常作为机器的一部分。例如，图 1-1 的齿轮减速器、皮带传动链，图 1-2 的机臂，图 1-3 的机械手，图 1-4 的齿轮传动链，图 1-5 的连杆机构、凸轮机构等均是作为机器的一部分，不独立地运动或做功。

图 1-7 为机舱门的驱动机构，由高压氮气提供动力推动气动马达，再通过链传动与传动索传动驱动机舱门的打开或关闭。看似能够独立完成工作，但它必须依附于机舱才能工作。因此它仍属于机构，只是由几种机构组合起来的复杂机构。





(a)实物图片　　(b)驱动机构示意图

图 1-7　机舱门驱动机构

1.1.2　基本术语

1. 机械零件及部件

(1)机械零件

组成机械的基本制造单元称为机械零件，如机械中的轴、齿轮(整体式)、螺钉、螺母、键等。

(2)部件

为完成同一功能在结构上组合在一起，协同工作的零件的总成称为部件，如机械中的联轴器、减速器、滚动轴承等。

机械中的零、部件通常又分为两大类：通用零、部件——在各种机器中都普遍使用的零、部件，如齿轮、滚动轴承等；专用零、部件——只在某些特定类型的机器中才使用的零、部件，如曲轴、纺锭等。本书只介绍通用机械零、部件的有关设计内容。

2. 构件

组成机械的各相对运动实体称为构件。构件即为机械中的运动单元。构件可以是一个零件，如实心式齿轮、带轮、蜗杆等，也可以是若干个零件的刚性组合结构，如图1-8所示内燃机中的连杆又由连杆体1、连杆头2、轴瓦3和4、螺栓5、螺母6等零件刚性组合为一个构件。

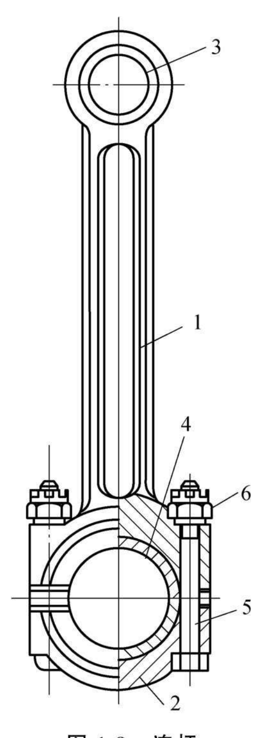


图1-8　连杆

1—连杆体；2—连杆头；3，4—轴瓦；5—螺栓；6—螺母

3. 标准件

经过优选、简化、统一，并给标准代号的零件和部件称为标准零、部件，如螺栓、螺母、键、滚动轴承、联轴器等。

4. 运动副

两个构件之间直接接触，又有一定相对运动的活动连接称为运动副。按照两构件的接触情况，通常把运动副分为低副和高副。

(1)低副

两构件为面接触的运动副称为低副。低副又分为转动副(又称铰链，如内燃机中的曲轴与连杆组成的转动副)和移动副(如内燃机中的活塞与气缸体组成的移动副)。

(2)高副

两构件通过点或线接触组成的运动副称为高副。如图1-9(a)所示车轮与钢轨组成高副；图(b)内燃机中的凸轮顶杆；图(c)齿轮轮齿的接触都组成高副。

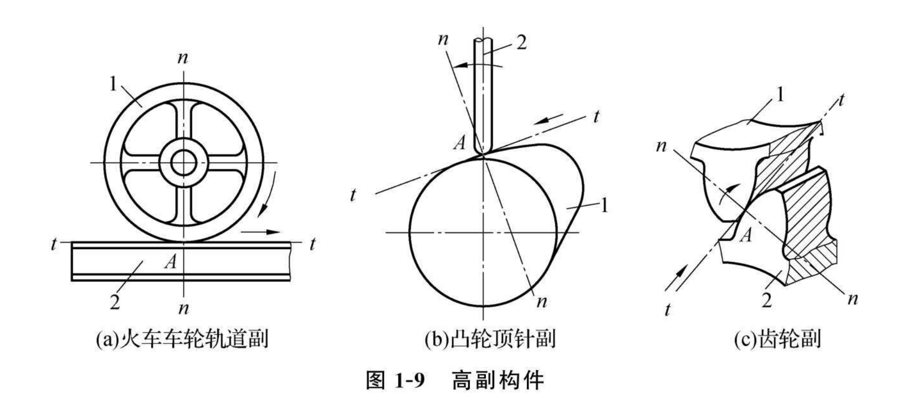


图 1-9 高副构件

1.2 机械设计的主要内容和设计的一般程序

在对所设计的机器的用途和功能明确以后，在调查研究国内外有关情况和资料的基础上，机械设计的主要内容是：选择机器的工作原理，运动和动力计算，零、部件的工作能力计算，绘制整机的工作图、装配图及零、部件的结构图等。

机械设计过程实际上是一个发现矛盾、分析矛盾和处理矛盾的过程。例如，要求机器的零、部件强度大、刚性好和要求机器重量轻的矛盾；加工、装配精度高和制造成本低的矛盾等。一个最优的技术方案往往是各种矛盾折中平衡的结果。设计者应尽可能地运用现代科技的最新成果，抓住主要矛盾，恰如其分地处理好各种次要矛盾，才能设计出高质量的机械产品来。

一部新机器从设计到使用，要经过调查研究、设计、制造和运行考核等一系列过程。

机械设计并没有一个通用的固定程序，须视具体情况而定。较为典型的一般程序如下。

1. 设计任务

根据社会、市场或用户的需求和使用要求确定机器的功能范围和技术指标，研究其实现的可能性；明确设计需要解决的关键问题；编制出完整的设计任务书及明细表。

2. 方案设计

根据设计任务书的要求，确定机器的工作原理和技术要求；拟订机器的总体布置、传动方案和机构草图等。在这一阶段中，往往要进行多方案比较和经济评价，从中选出最佳方案。

3. 总体设计

根据所确定的设计方案，进行零、部件的布置；机构的运动学和动力学分析；动力学计算；零、部件的工作能力计算；必要时可进行模拟仿真、模型试验和测试以取得设计数据；最后确定零、部件和机器的主要参数和尺寸。在这一阶段中，要结合分析和计算绘制出总体设计草图。这一部分往往同方案设计交互进行，发现不合理的地方要对设计方案及时进行修改。

4. 结构设计

根据总体设计方案和草图，综合考虑零、部件的工作能力和结构工艺性，将零、部件的全部尺

寸和形状、装配关系和安装尺寸等完全确定下来，绘制出整机的装配结构图与工作图，以及零、部件图，编写出各种技术文件和说明书。

5. 鉴定和评价

如果能利用虚拟样机技术则能对机器的物理指标做出评价。设计结果是否满足使用要求，机器的预定功能是否能全部实现，可靠性和经济性指标是否合理，与同类机器相比有何改进效果，制造部门是否能够制造等，均须经过鉴定，给予科学的评价。通常新设计的机器要先经过试制，并进行模型或样机试验，有的还要进行破坏性测试，以鉴定机器的质量。

6. 中试及定型设计

经过鉴定和评价，对设计进行必要的修改后就可进行小批量的试制和试验，必要时还应在实际使用条件下试用，对机器进行各种考核和测验。通过几个小批量生产，在进一步考察和验证的基础上，将原设计进行改进，之后，即可进行适用于成批生产的机器定型设计。

中试(pilotscale experiment)是产品正式投产前的试验，即中间阶段的试验，是产品在大规模量产前的较小规模试验。所设计的产品正式定型前，第一步要进行试验室试验；第二步是“小试”，也就是根据试验室效果进行放大；第三步是“中试”，就是根据小试结果继续放大。中试成功后基本就可以定型和量产了。

从以上机械设计的全过程可见，整个设计过程的各个阶段是相互紧密关联的，某一阶段中发现问题和不当之处，必须返回到前面有关阶段去修改。因此，设计过程是一个不断反馈、不断修改和完善，以逐渐接近最优结果的过程。

综上所述，完成整个设计过程需要进行一系列艰巨的工作。设计者首先应树立正确的设计思想，努力掌握先进的科学技术知识和科学辩证的思想方法，同时，还要坚持理论联系实际，并在实践中不断总结和积累设计经验，向有关领域的科技工作者和从事生产实践的工作者学习，不断发展和创新，才能较好地完成设计任务。

1.3 机械零件的设计方法

机械零件的设计方法可分为常规设计方法和现代设计方法。

1.3.1 常规设计方法

常规设计方法是目前广泛和长期所采用的设计方法，也是本课程中机械零件设计时所采用的设计方法。常规设计方法有以下 3 种。

1. 理论设计

理论设计是根据现有的设计理论和试验数据所进行的设计。按照设计顺序的不同，零件的理论设计计算可分为设计计算和校核计算。

(1)设计计算

该计算方法是根据零件的工作情况、要求，进行失效分析，确定零件工作能力准则，并按其理论设计公式确定零件的形状和尺寸。

(2)校核计算

该计算方法是先参照已有实物、图样和经验数据初步拟订出零件的结构尺寸，然后根据工作能力准则所确定的理论校核公式进行校核计算。

2. 经验设计

经验设计是根据同类机器及零部件已有的设计和长期累积的经验而归纳出的经验公式，或者是根据设计者的经验用类比法所进行的设计。经验设计简单方便，对于那些使用要求变化不大而结构形状已典型化的零件，是比较实用可行的设计方法，如普通减速器箱体、齿轮、带轮等传动部件的结构设计。

3. 模型实验设计

对于尺寸特大、结构复杂、难以进行理论计算的重要零件可采用模型实验设计。即把初步设计的零、部件或机器做成小模型或小样机，通过模型或样机试验对其性能进行检验，根据试验结果修改初步设计，从而使设计结果满足工作要求。

常规设计大多数情况下是一个试错过程，通过试算、修正、再试算反复地修正，最后得到一个相对合理的设计结果。

1.3.2 现代设计方法简介

机械设计在近 30 年来发生了相当大的变化，设计方法更趋于科学、完善，计算精度、效率更高。现代设计的主要方法有以下几种。

1. 计算机辅助设计

计算机辅助设计(Conputer Aided Design，简称 CAD)，即借助计算机进行设计、计算、信息处理，利用计算机具有运算快速准确、存储量大、逻辑判断功能强等特点，通过人和计算机的交互作用完成设计工作。它相对于传统的设计方法具有以下优越性。

(1)显著提高设计效率，缩短设计周期。加快产品更新换代，增强市场竞争能力。

(2)可以贮存大量的设计信息和设计经验，使一些缺乏设计经验及新从事设计工作的人员也能顺利完成设计任务。

(3)能在短期内给出很多设计方案，并进行分析比较，以获得最佳设计方案。

(4)把设计人员从烦琐的重复性工作中解脱出来，将更多的时间和精力集中到创造性的工作上。

(5)可与计算机辅助制造(CAM)、计算机管理自动化结合起来形成计算机集成制造系统(CIMS)，以企业总效益为出发点，综合进行市场预测、产品设计、生产计划、制造和销售等一系列工作，以实现人力、物力和时间等各种资源的有效利用。

为满足计算机辅助设计的需要，出现了众多的二维、三维设计软件，如 AutoCAD、ProE、UG 等。这些软件的使用极大地节省了设计人员计算和手工绘图的时间。有些软件还具有动态仿真的功能。

2. 优化设计

优化设计是将设计问题的物理模型转化为数学模型，运用最优化数学理论，以计算机为手段，根据设计所追求的性能目标，建立目标函数，在满足给定的各种约束条件下，寻求最优的设计方案。面向机械设计小到一个零件大到一台机器或系统，都存在优化设计的问题。

机械优化设计的潜力是巨大的。例如，对φ660新型钢管倒棱机的液压推进式送料机构进行优化设计，使送料机构升降部分液压缸平均推进力与最大推进力分别节省41.8%和74.4%；平移部分液压缸平均推进力与最大推进力分别节省79.4%和95.4%。送料机构两关键承载杆件的重量分别减轻49.65%和40.36%。

近些年来，优化设计和其他一些设计方法结合起来，形成了新的优化设计方法。例如，和可靠性设计结合形成可靠性优化设计，和模糊设计结合形成模糊优化设计等。

3. 可靠性设计

机械可靠性设计是将概率论、数理统计、失效物理和机械学结合而形成的一种综合性设计技术。它的主要特点是将常规设计方法中涉及的设计变量，如载荷、应力、强度、寿命等所具有的多值现象看成是服从某种分布规律的随机变量。用概率统计方法设计出符合机械产品可靠性指标要求的零、部件和整机的主要参数和结构尺寸。可靠性的度量指标一般有可靠度、无故障率、失效率3种。

可靠性是产品安全运行的重要指标，小到一个机械零件大到一个机器或系统都存在可靠性设计的问题，一个小小零件的可靠性有可能制约整个机器或系统的可靠度。例如，1986年1月28日，美国航天飞机“挑战者号”在升空中发生爆炸，就是因为一个O型密封环失效所致。

4. 模块化设计

模块化设计是在对一定范围内的不同功能，或相同功能不同性能、不同规格的产品进行功能分析的基础上，划分并设计出一系列功能模块，通过模块的选择和组合就可以构成不同的产品，以满足市场的不同需求。产品模块化的主要目标之一是以尽可能少的模块种类和数量组成尽可能多的种类和规格的产品，便于生产的组织与管理，产品的维修。

模块化设计可以提高零件的通用化程度，还可以在中、小规格范围内实现零件的批量生产、形成规模效益，是缩短设计周期、降低成本的有效途径之一。例如，某减速器系列产品采用模块化设计，仅用129对斜齿圆柱齿轮和70对锥齿轮模块替代了非模块化设计的1252对齿轮，实现了426种平行轴和220种相交轴的传动。

5. 机械系统设计

机械系统设计是应用系统的、综合的观点进行机械产品设计的一种设计方法，其过程一般包括计划、外部系统设计(简称外部设计)、内部系统性合计(简称内部设计)和制造销售四个阶段。

与传统设计相比，传统设计注重内部系统设计，重点在于改善零件或子系统的特性，而对各零部件之间、内部与外部系统之间的相互作用和影响考虑较少。机械系统设计遵循系统的观点，研究内、外系统和各子系统之间的相互关系，通过各子系统的协调工作，取长补短来实现整个系统的最佳功能。

6. 价值分析

价值分析(Value Analysis，简称VA)又叫价值工程(Value Engineering，简称VE)，是技术与

经济跨学科的产物。它是一种使产品达到物美价廉、有效的现代管理技术，由于它应用于产品设计尤见成效，故已发展成为现代设计方法中的一个重要内容。此法首先要确定价值分析的对象，然后对它们进行成本分析和功能价值计算，应用最新的科学技术成果，对实现产品功能的原理和方法进行革新和创造，提出新的方案，并对新方案进行评价和决策，选出最佳设计方案，以提高产品的价值。

7. 专家系统

专家系统是一种能够在专家水平上工作的计算机程序系统。由于它具有领域专家的丰富知识，又能进行逻辑推理，因此，它能够在特定的领域和范围内，运用领域专家的专门知识的推理能力，解决各种问题。

在机械设计中应用机械设计专家系统，可以明显提高设计效率和设计质量，获得较好的综合效益。

8. 机械动态设计与仿真

机械动态设计是现代机械设计区别于传统机械设计的重要特征之一，是根据机械产品的动载情况，以及对该产品提出的动态性能要求与设计准则，按动力学方法进行分析计算、优化与试验，并反复进行的设计。这种设计方法通过三维建模、虚拟仿真与样机技术可使机械产品的动态性能在设计时就得到预测和优化。

9. 并行设计

对机械产品的设计，长期以来一直采用串行工程(又叫顺序工程)的方法。这种方法的缺点在于：在产品的设计、制造等过程中，后一个环节必须等待前一个环节结束后才能开始。这样设计改动量大，产品开发周期长，成本高。并行工程(Concurrent Engineering，简称 CE)又叫同步工程(Simultaneous Engineering)或集成工程(Integration Engineering)，它是集成、并行地设计产品及其各种过程(包括制造过程和支持过程)的系统化方法。其核心在于打破组织内部各机构单元的界限，建立以人际合作关系为基础的协同工作模式，追求提高产品质量、降低产品的全生命周期成本和缩短产品上市的时间。由于这种方法采取了集成公司的一切资源，尽早开始一切设计性活动，力争一次取得成功，因此是克服串行工程方法缺点的最佳途径。

除了上面介绍的现代设计方法外，还有人机学设计、疲劳设计、摩擦学设计、反求工程、创造性设计等。随着科学技术的进步，现代设计方法将会得到更大的发展。值得注意的是，上述所介绍的现代设计方法没有一种是独立的，它们融合了现代先进设计手段、跨学科理论、最新科技成果，集成了现代机械设计方法。

1.4 机械零件应满足的基本要求及设计的一般步骤

1.4.1 机械零件应满足的基本要求

设计机械零件一般要满足预期的工作可靠性和经济指标的要求。要满足工作可靠要求，就应在

设计时使零件在强度、刚度、寿命、振动稳定性等方面满足一定条件，这些条件往往是机械零件设计的基本准则。例如，齿轮的设计往往以强度作为基本准则，轴承往往以寿命作为基本设计准则。经济指标要求所设计的机械零件成本低廉，这必须从设计和制造两方面着手，选择合适的材料、合理的尺寸和符合工艺要求的结构，并合理规定制造时的公差等级和技术要求等。

设计机械零件时，也往往须拟出几种方案，认真比较后选用最佳方案。必要时可采用数学优化的方法。

1.4.2 机械零件设计的一般步骤

(1)根据机器的总体设计方案，综合考虑零件的工作情况，对影响工作稳定性、载荷的各项因素进行分析，建立力学模型，确定零件的计算载荷。

(2)分析零件在工作时可能出现的失效形式，确定零件工作能力的计算准则。

(3)根据零件工作条件和对零件的特殊要求，选择合适的材料，并确定必要的热处理或其他处理方法。

(4)根据零件的应力或变形，根据工作能力计算准则建立或选定相应的计算式，计算出零件的功能尺寸，并加以标准化或圆整。

根据计算得出的功能尺寸，结合结构、工艺上的要求，绘制零件工作图，并写出零件的计算说明书。

1.5 本课程的研究对象、主要内容、学习方法

1.5.1 本课程研究的对象及主要内容

本课程的研究对象主要是通用性的机械传动装置及一般工作条件下的常规通用机械零、部件。专用机械零、部件和在特殊工作条件(如高速、高压、高温、极低温等)及有特殊要求(如结构、体积等)的通用零、部件则在有关专业课中研究。

本课程的主要内容为常用连接(如螺纹连接、键联结、焊接连接等)、常用的机械传动(带传动、链传动、齿轮和蜗杆传动等)、轴系零、部件(轴、轴承、联轴器等)等，减速器、联轴器、离合器等部件的工作原理、结构特点、基本的设计理论和计算方法以及某些标准件的选择方法。

1.5.2 本课程的性质和任务

“机械设计”是一门培养学生具有机械设计能力的技术基础课。在机械类各专业教学计划中，它是主要课程。在这门课程中，将综合运用已学过的高等数学、机械制图、材料成形技术基础、机械制造基础、工程材料及热处理、公差及技术测量、理论力学、材料力学等多方面的知识来解决一般通用机械零、部件的设计问题。本课程在教学内容方面应着重基本知识、基本理论、基本方法和创

新思维，在培养实践能力方面应着重创新能力、设计构思和实际技能的基本训练。

本课程的主要任务是通过理论学习、作业、现场观摩、习题课、讨论课、实验课和课程设计综合实践等环节培养学生以下能力。

(1)掌握通用机械零、部件的设计原理、方法和机械设计的一般规律，具有一定的机械系统综合分析、设计能力。

(2)树立正确的设计观念，突出创新意识和创新能力的培养。

(3)具有运用标准、规范、手册、图册等有关技术资料，应用计算机辅助设计的能力。

(4)掌握典型机械零件的试验方法，获得试验技能的基本训练。

(5)对国家当前的有关技术经济政策、机械设计的新发展有所了解。

1.5.3 本课程的特点和学习方法

1. 本课程的特点

本课程既是一门综合性很强技术基础课，又是一门实践性很强的设计课程，这就决定了它的主要特点：和各门先修课程关系多，各种功能的零件门类多，机械设备对零件的要求多，零件设计计算公式多，表达课程内容的图形多，涉及资料的表格多。

2. 本课程的学习方法

(1)各类零件虽门类繁多，自成系统，但并非支离破碎无章可循。机械零件设计有它自己的一般规律，这一规律表现在设计机械零件时所考虑的问题及设计程序一般都是相同的，即应用类型—工作原理—失效形式—设计准则—计算方法—结构设计。学习本课程时要牢牢掌握这一规律。

(2)对零件的功能、设计公式，应根据零件的实际工作条件进行具体分析。着重了解计算的基本准则，各参数的物理概念及分析方法，而对公式的推导、经验数据的取得以及某些曲线的来历等，只须做一般的了解，不必深究，以免偏离重点。

(3)逐步学习并掌握选择初始参数的方法。零件尺寸有时受几种条件的共同制约，此时应选出一个主要约束条件作为计算准则，通过估算校核确定零件尺寸后，再进行其他约束条件的校核，使零件尺寸满足所有制约条件。另外，零件的尺寸参数并不一定都是计算得出来的。例如，由工作场合或结构设计制约条件确定尺寸，然后进行各项必要的校核计算的情况也是常有的。

(4)本课程是以设计为主线的综合性技术基础课，因此对先修课程的有关理论知识要及时回头看，牢牢把握，学以致用，并配备一定的学习参考资料。

(5)对所设计的零部件不仅要把它放到机械系统中来考虑，而且更应把其置身于系统知识的范畴，即“一零件、一世界”。在设计零部件的结构时，要综合考虑零件的加工、装配和维护的可能性以及结构形状对改善零件工作性能的重要影响。

课后习题

1-1 什么是机器？什么是机构？它们各有何特征？一台完整的机器由哪几部分组成？举例说明。

1-2 什么是机械零件、通用零件、专用零件、部件、标准件？指出下列各属于哪一类：螺栓，齿轮，轴，曲轴，气门弹簧，轧辊，飞机螺旋桨，汽轮机叶片，滑动轴承，滚动轴承，联轴器。

1-3 本课程研究的对象和主要内容是什么？

1-4 机械设计的内容和一般程序是什么？

1-5 机械零件常规设计计算方法有哪几种？各使用于何种情况？

1-6 机械零件应满足哪些基本要求？设计的一般步骤是什么？

1-7 了解各种现代设计方法的特点及其应用。

1-8 本课程的性质与任务是什么？和前面学过的课程相比较，本课程有什么特点？

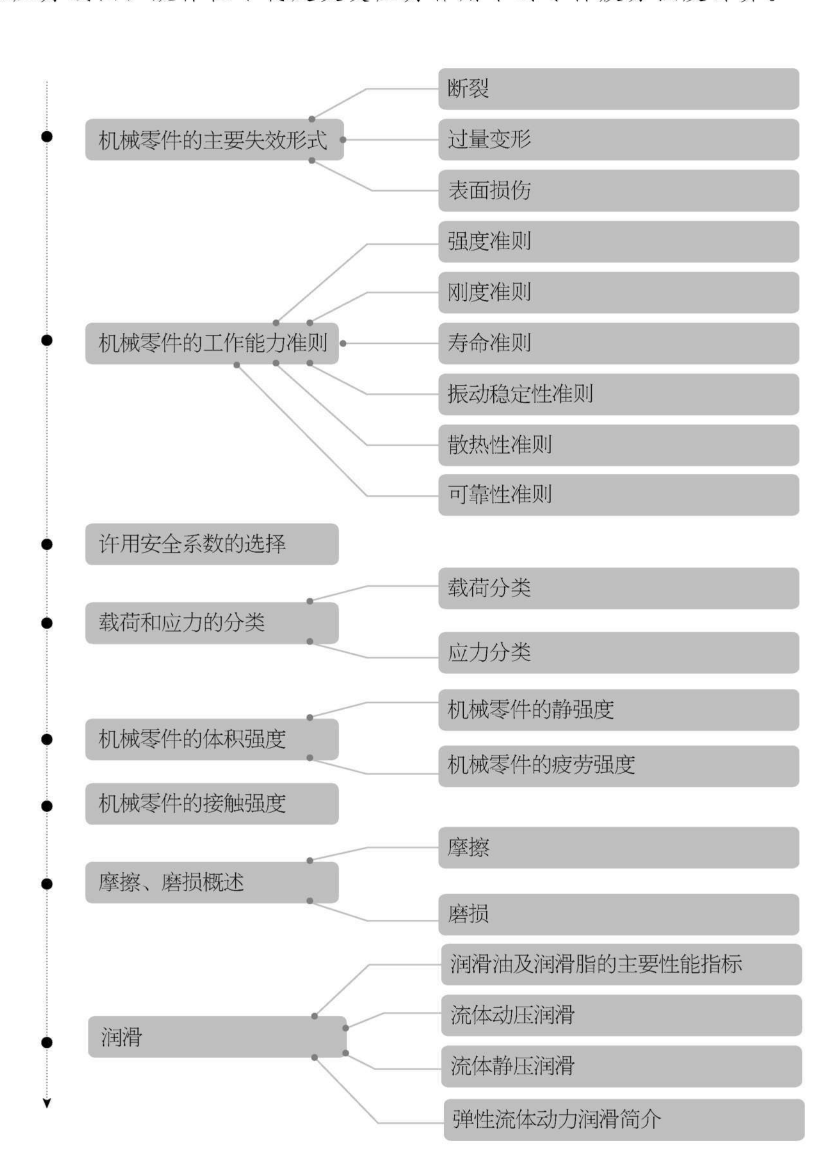
第 2 章　机械零件的失效形式与设计的基本准则

【学习重点】

机械零件的主要失效形式，影响零件疲劳强度的主要因素，摩擦、磨损、润滑特性，掌握机械零件的工作能力准则，能够合理地选择许用安全系数。

【学习难点】

零件的极限应力线图，规律性不稳定交变应力作用下的零件疲劳强度计算。



【本章导入】

某轿车在投入使用 6 个月后，在一次行驶途中，发动机连杆突然发生断裂(图 2-1)，导致发动机缸体损坏，车辆损毁，造成人身伤害。图 2-2 为某型号 400 t 机械压力机在使用若干年后曲轴发生断裂现象。机械零件像这样断裂或由于某些原因不能正常工作时，称为失效。

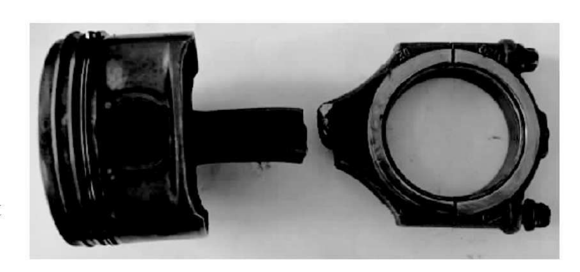


图 2-1　某轿车连杆断裂事故



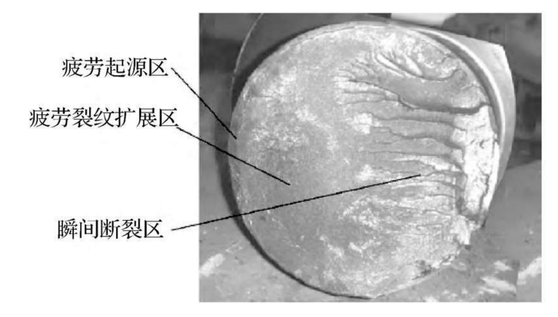


图 2-2　某压力机曲轴断裂

2.1　机械零件的主要失效形式

机械零件的主要失效形式有：断裂、过量变形、表面损伤。

2.1.1　断裂

断裂可分为韧性断裂、脆性断裂和疲劳断裂等几种形式。当零件在外载荷作用下，由于某一危险剖面上的应力超过零件的强度极限时将发生前两种断裂；当零件在循环变应力作用下，工作时间较长的零件，最易发生疲劳断裂，这是大多数机械零件的失效形式。

断裂是一种严重的失效形式，它不但使零件失效，有时还会招致严重的人身及设备事故。目前断裂失效的分析与预防已发展为一门独立的边缘学科。

通过观察图 2-2 可以发现，曲轴断面分为疲劳起源区、疲劳裂纹扩展区和瞬间断裂区 3 个区域，曲轴断口具有典型的疲劳特征。其中疲劳起源区、疲劳裂纹扩展区组织较细，形貌较为光滑；瞬间断裂区组织和形貌则较为粗糙，有明显的撕裂条纹，越往根部条纹越明显，呈中断特点。以上特征，显示曲轴的断裂失效属于疲劳引起的脆性断裂。(曲柄颈和曲柄臂过渡圆角处)形成疲劳源，在循环交变弯曲应力、拉应力和塑性应变三者作用下疲劳断裂。循环弯曲应力引起微裂纹，拉应力致使微裂纹的扩展，当微裂纹扩展到某一深度后，形成早期疲劳裂纹，当曲轴承受不了工作负荷时，导致曲轴完全断裂。

2.1.2 过量变形

机械零件受载工作时，必然会发生弹性变形。在允许范围内的微小弹性变形，对机器工作影响不大。但过量的弹性变形会使零件或机器不能正常工作，有时还会造成较大振动，致使零件损坏。

当零件过载时，零件材料还会发生塑性变形。这会造成零件的尺寸和形状改变，破坏零件与零件间的相互位置和配合关系，使零件或机器不能正常工作。

2.1.3 表面损伤

绝大多数零件都与零件发生静的或动的接触配合关系。载荷作用于表面，摩擦和磨损发生在表面，环境介质也包围着表面，因此，失效大都会出现在表面。

表面损伤包括表面疲劳、磨损、胶合、塑性变形、压溃及腐蚀等。

表面损伤后通常都会增大摩擦，增加能量消耗，破坏零件的工作表面，致使零件尺寸发生变化，最终造成零件报废。零件的使用寿命在很大程度上受到表面损伤的限制。

2.2 机械零件的工作能力准则

零件不发生失效时的安全工作限度称为零件的工作能力。对载荷而言的工作能力称为零件的承载能力。工作能力有时也对变形、速度、温度、压力等物理或机械性能而言。同一种零件可能有好几种不同的失效形式，那么对应于各种失效形式就有其不同的工作能力。例如，轴的失效可能由于疲劳断裂，也可能由于过量的弹性变形。前者取决于轴的疲劳极限，而后者则取决于轴的刚度。显然，起决定作用的将是工作能力的较小者。为了保证机器在预定的使用期限内正常地工作，在设计机械零件时，应根据具体情况对其强度、刚度、寿命、振动、温升、可靠性等方面进行计算。

2.2.1 强度准则

强度是机械零件首先应满足的基本要求，强度是指零件在载荷作用下抵抗断裂、塑性变形及表面损伤的能力。为了保证零件具有足够的强度，计算时，应使其在载荷作用下零件危险剖面或工作表面的工作应力 σ 不超过零件的许用应力$[\sigma]$，其表达式为

$$\sigma \leqslant [\sigma] \tag{2-1}$$

满足强度要求的另一种表达方式是使零件工作时的实际安全系数 S 不小于零件的许用安全系数，即

$$S \geqslant [S] \tag{2-2}$$

2.2.2 刚度准则

刚度是零件受载后抵抗弹性变形的能力。为了保证零件具有足够的刚度，设计时应使零件在载

荷作用下产生的弹性变形量 y(广义地代表任何形式的弹性变形量)不超出机器正常工作所允许的极限值，即许用变形量$[y]$，其表达式为

$$y \leqslant [y] \tag{2-3}$$

弹性变形量可按材料力学、弹性力学各种求变形量的理论或通过试验的方法确定，而许用变形量则应随不同的使用场合，按理论或经验来确定其合理的数值。

2.2.3　寿命准则

影响零件寿命的主要因素是磨损、疲劳和腐蚀。

耐磨性是指零件在载荷作用下抵抗磨损的能力。为了保证零件具有良好的耐磨性，应运用摩擦学原理设计零件的结构，选择合适的材料和热处理方法、表面状态、油品等；同时，给予合理而充分的润滑，减小磨损，以延长零件的使用寿命。

机械零件的疲劳寿命问题参见 2.5 节。

腐蚀决定于零件所处的工作和自然环境，而这些环境因素差异巨大。迄今为止，还没有提出关于腐蚀寿命的计算方法，因而也无法列出其计算准则。

2.2.4　振动稳定性准则

机器在运转中一般都有振动，轻微的振动并不妨碍机器的正常工作。但剧烈的振动将影响机器的运转质量和工作精度，甚至会造成破坏事故。机器中存在着很多周期性变化因素时，机器或零件就会发生谐振——共振，此时零件的振幅急剧增大，会在短时间内导致零件甚至整个系统破坏。因此，对易于失稳的高速机械应进行振动频谱分析和计算，避免零件及系统发生谐振，以确保其工作的稳定性。

2.2.5　散热性准则

在两零件发生剧烈摩擦处，会产生大量的热。如散热不良，就会使零件温升过高，从而改变两零件的结合性质，破坏正常润滑条件，甚至导致金属局部熔融而产生胶合或引起燃烧，要满足散热性准则，即应对发热较大的零部件(如蜗杆传动、滑动轴承等)进行热平衡计算。

2.2.6　可靠性准则

一个零件的偶然失效或一个控制系统的偶然失灵，都有可能造成事故，这使人们认识到获得可靠性的重要意义。

通常用可靠度 R 作为可靠性指标。在规定时间内(或作用次数，距离等)和规定的使用条件下，无故障地发挥规定机能的概率称为可靠度，它是衡量机器在寿命方面的质量指标。

设有 N_T 个零件在规定时间 t 内有 N_f 个零件随机失效，剩下 N_s 个零件仍能继续工作，则可靠度为

$$R = \frac{N_s}{N_T} = \frac{N_T - N_f}{N_T} = 1 - \frac{N_f}{N_T} \tag{2-4}$$

根据上式不可靠度 F（失效率）为

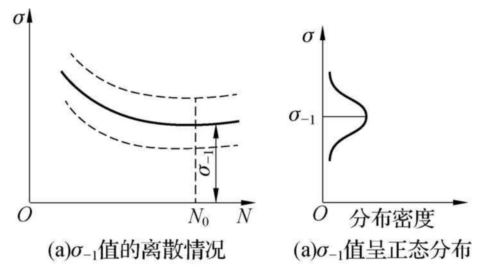
$$F=\frac{N_f}{N_T} \tag{2-5}$$

$$R+F=1 \tag{2-6}$$

例如，用 1000 个零件进行试验，试验到第 200 小时有 950 个零件未失效，则该零件工作到第 200 小时的可靠度为 95%；如果试验到第 500 小时有 900 个零件未失效，则该零件工作到第 500 小时的可靠度就是 90%。

根据概率统计，可求出在不同时间内零件随机失效数 N_f 的分布（密度）曲线，从而计算出可靠度。常见的分布曲线有正态分布、指数分布等几种。强度、寿命、工艺误差等一般认为符合正态分布。

下面以对称循环变应力作用下材料的疲劳极限 σ_{-1} 为例加以说明。σ_{-1} 值的离散情况如图 2-3(a) 所示，横坐标表示工作时间（或循环次数）。根据概率统计，σ_{-1} 值呈正态分布，如图 2-3(b) 所示。在一般手册中给出的 σ_{-1} 值为平均值，可靠度为 50%。如可靠度要求高于 50% 时，则 σ_{-1} 值应有所降低，相当于设计标准提高；当降低至最低时，可靠度为 100%。反之，如可靠度要求低于 50% 时，则 σ_{-1} 值就可以提高。所以 σ_{-1} 值应根据可靠度要求乘以可靠度系数 K_R 求得。可靠度 R 大于 50% 时的 K_R 值如表 2-1 所示。K_R 是根据对疲劳极限进行统计分析后由计算机得出的。提出可靠度要求时，要考虑到现实的技术水平、对零件的工作要求和经济性等，不是越高越好。



(a)σ_{-1}值的离散情况　(a)σ_{-1}值呈正态分布

图 2-3　$\gamma=-1$ 时零件的疲劳应力

表 2-1　可靠度系数

可靠度 R(%)	可靠度系数 K_R
50	1
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.700

一个由许多零件组成的系统，当各零件的功能呈串联关系时，只要其中之一失效，则该系统即告失效。设该系统 n 个零件的可靠度为 R_1，R_2，…，R_n，则该串联系统的可靠度 R_s 为

$$R_s=R_1R_2\cdots R_n \tag{2-7}$$

由上式可知，串联系统的可靠度一定低于最低可靠度零件的可靠度。因此系统的可靠度主要取决于最低可靠度零件的可靠度。串联的零件越多，可靠度越低。

为了提高可靠度，在设计时可采用下列措施：①在满足机器性能要求的前提下，力求结构简单，零件数目少；②尽可能采用可靠度保证的标准件；③安全系数要留有余地；④增加重要环节的备用系统；⑤合理规定维修期等。

2.3　许用安全系数的选择

合理地选择许用安全系数[S]是机械设计中的一项重要工作。安全系数过大，则零件尺寸大，笨重，在用料、加工、运输、运转等方面都不符合经济原则；安全系数过小，零件又可能不够安全。设计人员的任务在于在保证零件工作安全可靠的前提下，尽可能减小许用安全系数的数值，或者说尽可能提高许用应力的数值。

影响许用安全系数(或许用应力)数值大小的因素主要有以下几个方面。

(1)与工作应力的计算有关的因素。所计算载荷的准确程度；所用的力学模型与实际状况之间的差异等。

(2)与材料的极限应力有关的因素。材料力学性能本身的变化；零件的尺寸效应；不同的毛坯制取方法及机械加工工艺对材料力学性能的影响等。

(3)与零件重要性有关的因素。零件破坏会引起人身事故；引起严重的设备事故；使机器停车修理，但不致引起事故；不会使机器立即停止工作。

许用安全系数是在考虑上述诸因素的基础上确定的。但目前在各个不同的机械设计部门中，通过多年的生产实践，已制定了本部门的许用安全系数的专用规范。在设计时，如无特殊原因，就应当结合具体规范要求酌情选取许用安全系数。在新机器没有规范可循时，可参照下列原则来选定许用安全系数[S]。

①用塑性材料制成的零件，在静应力作用下以屈服点 σ_s 作为极限应力时，其[S]可按表 2-2 选取，如载荷和应力的计算不十分准确，[S]应加大 20%～50%；

②用组织不均匀的脆性材料制成的零件，在静应力作用下以抗拉强度 σ_b 作为极限应力时，可取[S]＝3～4，如果计算不十分准确，应加大 50%～100%；

③零件在变应力作用下以疲劳极限作为极限应力时，如果计算足够准确，工艺过程的质量和材料的均匀性都很好，可取[S]＝1.3～1.4；计算不十分准确，工艺过程的质量和材料均匀性都是中等时，取[S]＝1.4～1.7；计算不够准确，材料又不够均匀，尤其是尺寸很大时，取[S]＝1.7～3.0。

表 2-2　[S]的最小值

$\frac{\sigma_s}{\sigma_b}$	0.45～0.55	0.55～0.70	0.70～0.90	铸件
[S]	1.2～1.5	1.4～1.8	1.7～2.2	1.6～2.5

在实际实践中，有时也会在规范中直接给出许用应力值。在使用这些数值时，必须充分注意规范中规定的使用条件，不能随意套用。

2.4 载荷和应力的分类

2.4.1 载荷分类

作用在机械零件上的载荷可分为静载荷和变载荷两类。不随时间变化或变化较缓慢的载荷称为静载荷。随时间变化的载荷称为变载荷。

在设计计算中，还常把载荷分为名义载荷与计算载荷。根据额定功率用力学公式计算出作用在零件上的载荷为名义载荷，它没有反映载荷随时间作用的不均匀性、载荷在零件上分布的不均匀性及其他影响零件受载等因素。因此，常用载荷系数 K 来考虑这些因素的综合影响。载荷系数 K 与名义载荷的乘积即称为计算载荷。

2.4.2 应力分类

按应力随时间变化的特性不同，可分为静应力和变应力。不随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力(图 2-4(a))。随时间变化的应力称为变应力(图 2-4(b)、(c)、(d))。绝大多数机械零件都是处于变应力状态下工作的。

变应力可分为稳定循环变应力(图 2-4(b))、不稳定循环变应力(图 2-4(c))及随机变应力(图 2-4(b))。瞬时作用的过载或冲击所产生的应力称为尖峰应力(图 2-4(d))。

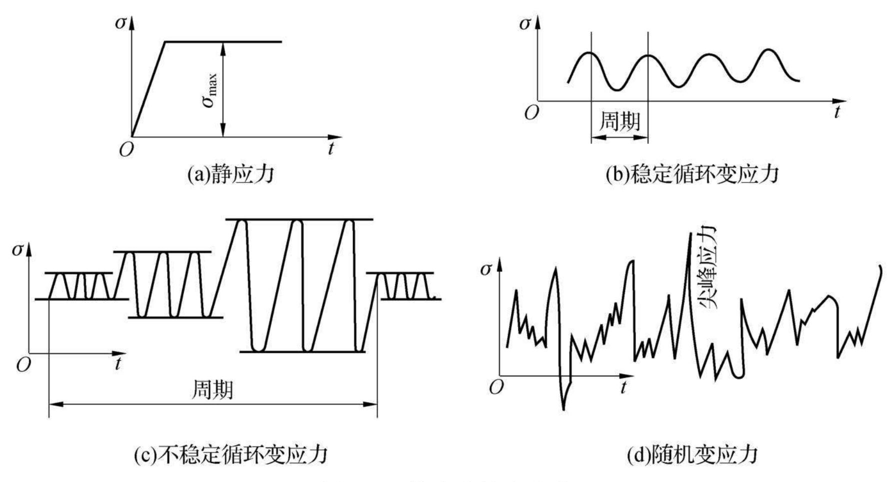


图 2-4 静应力及变应力

稳定循环变应力的类型是多种多样的，单归纳起来有如图 2-5 所示的三种基本类型：图 2-4(a)非对称循环变应力；图 2-4(b)脉动循环变应力；图 2-4(c)对称循环变应力。

为了表示稳定循环变应力状况，引入下列参数：σ_{max}——变应力最大值；σ_{min}——变应力最小值；σ_m——平均应力；σ_a——应力幅；γ——循环特性。

由图 2-5 可知，$\sigma_{max}=\sigma_m+\sigma_a$；$\sigma_{min}=\sigma_m-\sigma_a$；$\sigma_m=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2$；$\sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2$；$\gamma=\sigma_{min}/\sigma_{max}=(\sigma_m-\sigma_a)/(\sigma_m+\sigma_a)$。当 $\gamma=+1$ 时，表明 $\sigma_{max}=\sigma_{min}$，即为静应力；当 $\gamma=-1$ 时，表明 σ_{max} 与 σ_{min} 的数值相等但符号(即方向)相反，这类应力称为对称循环变应力；当 $\gamma=0$ 时，即 $\sigma_{min}=0$，$\sigma_m=\sigma_a=\sigma_{max}/2$，这类应力称为脉动循环应力。当 γ 为任意值时(即 $\gamma\neq+1$、-1、0)，这类应力统称为非对称循环变应力(图 2-5(a))。

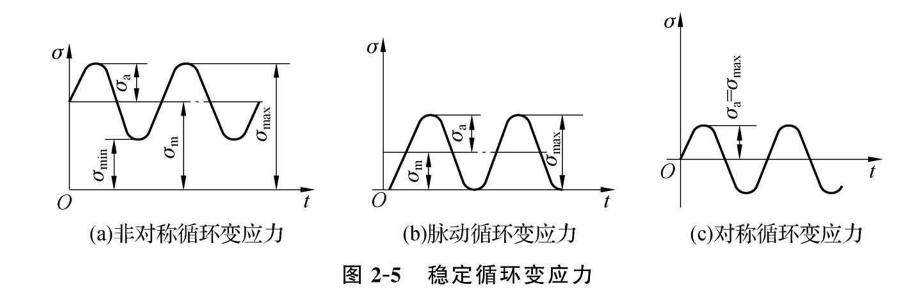


图 2-5　稳定循环变应力

通常在设计时，对于应力变化次数较少(如在整个使用寿命期间应力变化次数小于 10^3 的通用零件)的变应力，可近似地按静应力处理。

变应力由变载荷产生，也可能由静载荷产生。在静载荷作用下产生应力的例子如图 2-6 所示。由于主轴和滚动轴承在转动，尽管载荷方向不变，但 a 点的应力却在循环变化。

零件的失效形式与材料的极限应力及零件工作时的应力类型有关，在进行强度计算时，首先要弄清楚零件所受应力的类型。

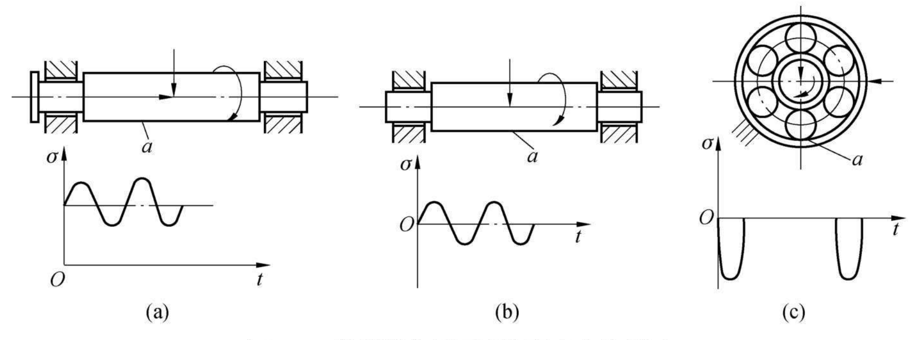


图 2-6　静载荷作用下产生变应力的例子

2.5　机械零件的体积强度

2.5.1　机械零件的静强度

在静应力作用下的机械零件，其主要失效形式是断裂或塑性变形。

机械零件的静强度设计条件为

$$S_\sigma=\frac{\sigma_{\lim}}{\sigma}\geqslant[S_\sigma],\quad S_\tau=\frac{\sigma_{\lim}}{\sigma}\geqslant[S_\tau] \tag{2-8}$$

$$\text{或}\ \sigma\leqslant[\sigma],\quad \tau\leqslant[\tau] \tag{2-9}$$

式中，S_σ，S_τ——计算安全系数；

$\sigma_{\lim}$、$\tau_{\lim}$——材料的极限应力；

σ，τ——零件剖面的最大工作应力；

$[S_\sigma]$，$[S_\tau]$——许用安全系数；

$[\sigma]$，$[\tau]$——许用应力。

上式中下标为 σ 时，用于零件工作时产生正应力的场合，如拉伸、压缩、弯曲等；下标为 τ 时，用于切应力的场合，如剪切、扭转等。

极限应力 $\sigma_{\lim}$、$\tau_{\lim}$和许用应力$[\sigma]$、$[\tau]$是通过拉伸、压缩、剪切、扭转和弯曲等试验分别测出的。在有关手册和资料中给出的数据是通过大试验统计数据的均值。因此，在选取这些数据时，应结合可靠性要求，对所设计的机械零件做具体分析。零件的材料在不同的应力状态和工作状况下，可能出现脆断时，则极限应力即为材料的抗拉伸强度；可能出现塑性变形时，则为材料的屈服点。

对于双向及三向应力状态，则应按强度理论来计算零件截面的最大工作应力。

2.5.2 机械零件的疲劳强度

绝大多数机械零件都是在变应力下工作的。在变应力作用下经过较长时间工作的零件，其失效形式将是疲劳断裂。表面无宏观缺陷的金属材料，其疲劳过程可分为两个阶段：①表面通过各种滑移方式形成初始裂纹；②裂纹尖端在切应力作用下发生反复塑性变形，使裂纹扩展以致断裂。如果零件在制造过程中出现划伤、裂纹、非金属夹杂物以及酸洗小坑等缺陷，则疲劳裂纹将首先在这些地区产生和发展。

零件的圆角、凹槽、缺口等造成的应力集中，也会促使零件表面裂纹的生成和发展。

疲劳断裂剖面由光滑的疲劳发展区和粗粒状的断裂区组成(图 2-7)。在变应力下形成初始裂纹后，裂纹继续发展形成疲劳区，疲劳区留下标志裂纹发展过程的前沿线。由于裂纹边缘反复压紧和分开，疲劳区呈光滑状态。粗粒状的断裂是由于的当裂纹达到临界尺寸后，在较少的应力循环次数作用下迅速发生断裂而造成的。

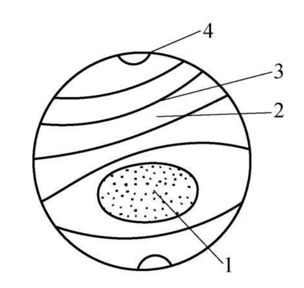


图 2-7　金属疲劳破坏断面

1—粗糙区；2—疲劳区；3—前沿线；4—初始裂纹

实际上有相当一部分零件，即使出现了宏观裂纹，由于疲劳裂纹的扩展速度较慢，要经历相当长的时间后才达到临界尺寸而发生断裂。而研究微观和宏观的扩展规律，则是有效地进行有限寿命设计的理论基础，这就是工程断裂力学所研究的主要内容。

1. 疲劳强度

在任一给定循环特性 r 的条件下，应力循环 N 次后，材料不发生疲劳破坏时的最大应力称为疲劳极限，用 σ_{rN} 或 τ_{rN} 表示。

表示应力循环次数 N 与疲劳极限 σ_{rN} 的关系的曲线称为疲劳曲线或 σ-N 曲线(图 2-8)。曲线的横坐标为循环次数 N(或 $\lg N$)，纵坐标为疲劳极限 σ_{rN}(或 $\lg\sigma_{rN}$)。

金属材料的疲劳极限有两种类型。一种是当循环次数 N 超过某一值 N_0 后，曲线即趋向水平(图 2-8(b))，即认为应力小于 σ_r 时零件不会再发生疲劳破坏。另一种曲线没有水平部分(图 2-8(a))，即没有过了 N_0 部分的无限寿命区，有色合金及某些高硬度合金钢的疲劳曲线多属于此类。

疲劳曲线的曲线部分(即如图 2-8 所示的有限寿命区)可用下列方程表示

$$\sigma_{rN}^{m}N=C \tag{2-10}$$

式中，C——材料常数；

m——随应力状态不同的特性系数。

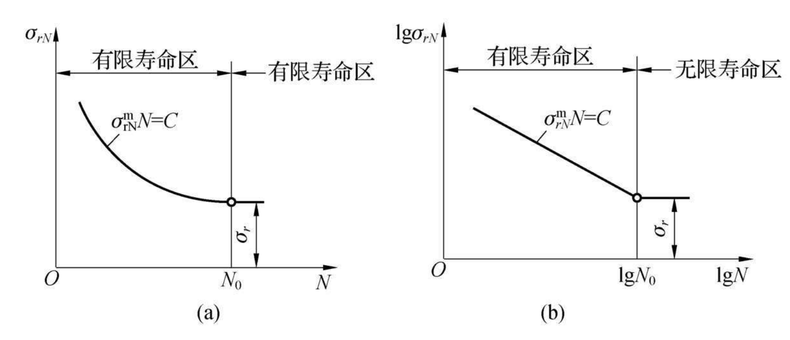


图 2-8　常见金属材料的疲劳曲线

随着材料性质的不同，N_0 在很大范围内变动。在做材料实验时，常取一规定的应力循环次数 N_0(应力循环基数)，把相应于 N_0 的疲劳极限，称为材料的疲劳极限，并记为 σ_{ro}。于是，在有限寿命区，疲劳曲线方程为

$$\sigma_{rN}^{m}N=\sigma_r^{m}N_0=C \tag{2-11}$$

因而材料的有限寿命(即寿命为 N 时)的疲劳极限 σ_{rN} 则为

$$\sigma_{rN}=\sigma_r\sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}=K_N\sigma_r \tag{2-12}$$

$$K_N=\sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \tag{2-13}$$

式中，K_N——寿命系数；

m、N_0 值可参阅有关书籍。

2. 极限应力图

材料在不同的循环特性 γ 下有不同的疲劳极限，可用极限应力图表示。用纵坐标表示应力幅 σ_a、横坐标表示平均应力 σ_m 的材料的极限应力图如图 2-9 所示。

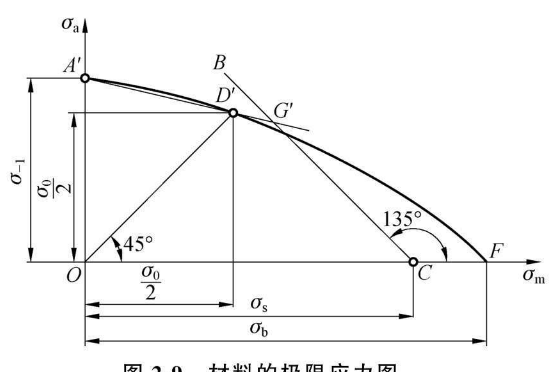


图 2-9　材料的极限应力图

在做材料实验时，通常是求出对称循环机脉动循环时材料的疲劳极限 σ_{-1} 及 σ_0，把这两个极限应力标在 σ_m—σ_a 坐标上，可得到对称点 $A'(0,\sigma_{-1})$ 和脉动

循环点 $D'(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$。$F$ 为静应力点(σ_b, 0)。如再对其他的循环特性做实验，可求得相应的疲劳极限，于是在 $\sigma_m - \sigma_a$ 坐标上又可描出几点。把上述这些点描成一平滑的曲线，即为该材料的疲劳极限应力线图，如图 2-9 所示的 $A'D'F$ 曲线。

为了简化试验，常用两条直线 $A'G'$ 和 $G'C$ 来代替疲劳曲线。用 $A'G'$ 和 $G'C$ 两直线构成的疲劳曲线即称为材料的简化极限应力曲线。它不仅只需较少的试验数据(σ_{-1}、σ_0、σ_s)即可画出，而且也能满足设计的需要。如图 2-9 所示，$OC=\sigma_s$，自 C 点作与横坐标轴成 135°的斜线 CB，CB 与直线 $A'D'$ 交于 G'。显然，$G'C$ 上各点的最大应力 σ'_{max} 等于屈服点 σ_s，即

$$\sigma'_{max}=\sigma'_m+\sigma'_a=\sigma_s \tag{2-14}$$

式中，σ'_{max}、σ'_m 和 σ'_a 分别表示 $A'G'$ 和 $G'C$ 上任一点的最大应力、平均应力和应力幅。

σ'_{max} 亦即前述的材料的极限应力 σ_r；σ'_m 和 σ'_a 亦即 σ_r 相应的平均应力和应力幅。

直线 $A'G'$ 的方程为

$$\frac{\sigma'_m-0}{\sigma'_a-\sigma_{-1}}=\frac{0-\sigma_0/2}{\sigma_{-1}-\sigma_0/2} \tag{2-15}$$

由上式可得

$$\left.\begin{aligned}\sigma'_a&=\sigma_{-1}-\frac{2\sigma_{-1}-\sigma_0}{\sigma_0}\sigma'_m=\sigma_{-1}-\psi_\sigma\sigma'_m\\ \psi_\sigma&=\frac{2\sigma_{-1}-\sigma_0}{\sigma_0}\end{aligned}\right\} \tag{2-16}$$

式中，ψ_σ——试件受循环弯曲应力时的材料特性，又称为平均应力折合为应力幅的等效系数；ψ_σ 的大小表示材料对循环不对称性的敏感程度。

3. 影响零件疲劳强度的因素

实际零件几何形状、尺寸大小、加工质量等因素的影响，使得零件的疲劳极限要小于材料试件的疲劳极限。影响零件疲劳强度的主要因素有：①应力集中；②绝对尺寸；③表面状态。

(1)应力集中对零件疲劳强度的影响

在零件剖面的几何形状突然变化处(如孔、圆角、键槽、螺纹等)，局部应力要远远大于名义应力，这种现象叫应力集中。最大局部应力与名义应力的比值 α 称为理论应力集中系数。理论应力集中系数不能直接判断局部应力使零件的疲劳强度降低多少，因它在不同的材料中有不同的表现。实用上，常用有效应力集中系数 K(K_σ、K_τ 下标 σ、τ 分别表示在正应力、切应力条件下，以下相同)来表示疲劳强度的真正降低程度。有效应力集中系数定义为材料、尺寸和受载情况都相同的一个无应力集中试件和一个有应力集中试件的疲劳极限的比值，如对于正应力

$$K_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k} \tag{2-17}$$

式中，σ_{-1}、$(\sigma_{-1})_k$——无应力集中试件和有应力试件在受对称循环正应力作用时的疲劳极限。

有效应力集中系数 K 总是小于理论应力集中系数 α，即零件仿佛只感受到部分的应力集中作用。各种材料对应力集中的感受程度可用敏感系数 q 表示

$$q_\sigma=\frac{K_\sigma-1}{\alpha_\sigma-1} \tag{2-18}$$

当 q_σ 和 α_σ 为已知时，K_σ 即为

$$K_\sigma=1+q_\sigma(\alpha_\sigma-1) \tag{2-19}$$

q 可以看成是实际上应力增高的程度与理论上应力增高程度的比值，其值在 0～1，q 值愈大，该材料愈易感受应力集中。对于结构钢，常取 $q=0.6\sim0.8$，抗拉强度高者取大值，低者取小值；对于高强度合金钢，取 $q\approx1$；对于铸铁，取 $q=0$，即 $K_\sigma=1$。

如果计算剖面上有几个不同的应力集中源，则零件的疲劳强度由各 K 中的最大值决定。

(2)绝对尺寸对零件疲劳强度的影响

当其他条件相同时，零件剖面的绝对尺寸愈大，其疲劳极限也愈低。这是由于尺寸大时，材料的晶粒粗，出现缺陷的概率大和机加工后表面冷作硬化层的相对减薄等。

剖面绝对尺寸对零件疲劳强度的影响可用绝对尺寸系数 $\varepsilon(\varepsilon_\sigma、\varepsilon_\tau)$ 表示。ε 定义为直径为 d 的试件的疲劳极限与直径为 $d_0=6\sim10$ mm 的试件的疲劳极限的比值，如对于正应力

$$\varepsilon_\sigma=\frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}} \tag{2-20}$$

式中，$(\sigma_{-1})_d$——直径为 d 的试件在受对称循环正应力作用时的疲劳极限；

$(\sigma_{-1})_{d_0}$——直径为 $d_0=6\sim10$ mm 的试件在受对称正应力作用时的疲劳极限。

(3)表面质量对零件疲劳强度的影响

当其他条件相同时，零件表面愈粗糙，其疲劳极限也愈低。表面质量对疲劳极限的影响可用表面质量系数 β 表示。β 定义为试件受某种表面质量下的疲劳极限 $(\sigma_{-1})_\beta$ 与精抛光试件的疲劳极限 $(\sigma_{-1})_{\beta_0}$ 的比值，即

$$\beta=\frac{(\sigma_{-1})_\beta}{(\sigma_{-1})_{\beta_0}} \tag{2-21}$$

由试验得知，应力集中、绝对尺寸和表面质量只对应力幅有影响。通常用 K'_s 和 K'_t 表示上述诸因素的综合影响，即

$$K'_\sigma=\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma\cdot\beta},\qquad K'_\tau=\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau\cdot\beta} \tag{2-22}$$

式中，K'_s、K'_τ——综合影响系数。

当其他条件相同时，钢的强度愈高，K_σ 和 K_τ 之值也愈大。因此用高强度钢制造的零件，必须特别注意减少应力集中和提高表面质量。

零件几何形状、尺寸大小及加工质量等因素的影响，使得零件的疲劳极限要小于材料试件的疲劳极限。如零件的对称循环弯曲疲劳极限用 σ_{-1e} 表示，材料的对称循环弯曲疲劳极限用 σ_{-1} 表示，则在考虑了综合影响系数 K'_σ 后三者关系如下

$$K'_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1e}}$$

即

$$\sigma_{-1e}=\frac{\sigma_{-1}}{K'_\sigma} \tag{2-23}$$

这就是说，当已知 K'_σ 及 σ_{-1} 时，就可以不经试验而估算出零件的对称循环弯曲疲劳极限 σ_{-1e}。

对于非对称循环，K'_σ 是试件与零件极限应力幅的比值。于是材料的极限应力线图(图 2-9)中的

直线 $A'D'G'$ 应按比例下移，成为如图 2-10 所示的直线 ADG，而极限应力曲线的 CG' 部分，由于是按照静应力的要求来考虑的，故不须进行修正。所以，零件的极限应力曲线，即由折线 AGC 表示(图 2-10)。直线 AG 的方程，由已知的两点坐标 $A(0, \sigma_{-1}/K'_{\sigma})$ 及 $D(\sigma_0/2, \sigma_0/2K'_{\sigma})$ 求得

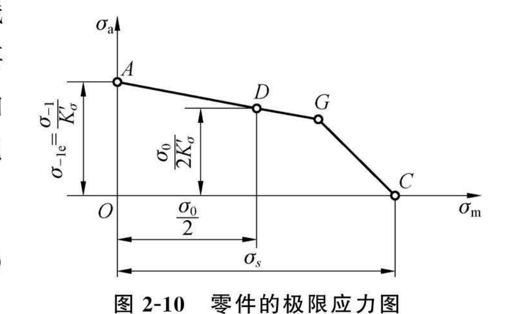


图 2-10 零件的极限应力图

$$\sigma_{-1e} = \frac{\sigma_{-1}}{K'_{\sigma}} = \sigma'_{ae} + \frac{1}{K'_{\sigma}}\left(\frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}\right) \cdot \sigma'_{me} \tag{2-24}$$

或

$$\sigma_{-1} = K'_{\sigma}\sigma'_{ae} + \psi_{\sigma}\sigma'_{me} \tag{2-25}$$

式中，σ_{-1e}——零件的对称循环弯曲疲劳极限。

直线 CG 的方程为

$$\sigma'_{ae} + \sigma'_{me} = \sigma_s \tag{2-26}$$

式中，σ'_{ae}——零件受循环弯曲应力时的极限应力幅；

σ'_{me}——零件受循环弯曲应力时的极限平均应力。

对于零件受切应力时，也可仿照上述各式，并以 τ 代换 σ 即可得出相应的极限应力曲线方程

$$\tau_{-1e} = \frac{\tau_{-1}}{K'_{\tau}} = \tau'_{ae} + \frac{1}{K'_{\tau}}\left(\frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}\right) \cdot \tau'_{me} \tag{2-27}$$

或

$$\tau_{-1} = K'_{\tau}\tau'_{ae} + \psi_{\tau}\tau'_{me} \tag{2-28}$$

$$\psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

及

$$\tau'_{ae} + \tau'_{me} = \tau_s \tag{2-29}$$

式中，ψ_{τ}——试件受循环切应力时的材料特性，$\psi_{\tau} \approx 0.5\psi_{\sigma}$。

4. 单项稳定变应力时机械零件的疲劳强度计算

在做机械零件的疲劳强度计算时，首先要求出零件危险剖面上的最大应力 σ_{max} 及最小应力 σ_{min}，并据此计算出平均应力 σ_m 及应力幅 σ_a。然后在极限应力线图的坐标上，标出相应于 σ_m 及 σ_a 的一个工作应力点 M 或 N(图 2-11)。

显然，在强度计算时所用的极限应力应是零件的极限应力曲线 AGC 上的某一个点所代表的应力。到底用哪一个点来表示极限应力才算合适，这要根据零件应力的变化规律来定，根据零件应力的变化规律以及零件与相邻零件相互约束情况的不同，通常有下述 3 种典型的应力变化规律：①变应力的循环特性保持不表，即 $r=C$(常数)，如绝大多数转轴中的应力状态；②变应力的平均应力保持不变，即 $\sigma_m=C$，如振动着的受载弹簧的应力状态；③变应力的最小应力保持不变，即 $\sigma_{min}=C$，如紧螺栓连接中螺栓受轴向变载荷时的应力状态。下面以 $r=C$ 的情况为例，说明导出其强度计算式的方法。

当 $r=C$ 时，须找到一个其循环特性与零件工作应力的循环特性相同的极限应力值。因为

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{\sigma_{max} + \sigma_{min}} = \frac{1-r}{1+r} = C' \tag{2-30}$$

式中，C'也是一个常数。所以，如图 2-12 所示，从坐标原点引射线通过工作应力点 M(或 N)，与极限应力曲线交于 M'_1(或 N'_1)，得到 OM'_1(或 ON'_1)，则在此射线上任何一个点所代表的应力循环都具有相同的循环特性值。而 M'_1(或 N'_1)所代表的应力值就是计算中所要用的极限应力。

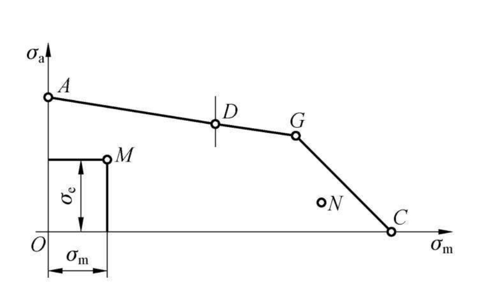


图 2-11　零件的应力在极限应力线图坐标上的位置

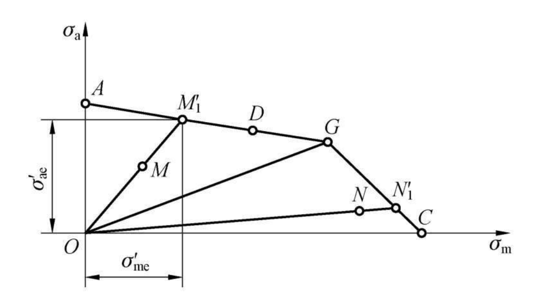


图 2-12　$r=C$ 时的极限应力

联立 OM 及 AG 两直线方程，可以求出点的坐标值 σ'_{me} 和 σ'_{ae}，然后把它们加起来，就可以求出对应于 M 点的零件的极限应力(疲劳极限)σ'_{maxe}，结果为

$$\sigma'_{maxe}=\sigma'_{ae}+\sigma'_{me}=\frac{\sigma_{-1}(\sigma_m+\sigma_a)}{K'_{\sigma}\sigma_a+\varphi_{\alpha}\sigma_m}=\frac{\sigma_{-1}\sigma_{max}}{K'_{\sigma}\sigma_a+\varphi_{\alpha}\sigma_m} \tag{2-31}$$

于是，实际安全系数 S_{σ} 及强度条件为

$$S_{\sigma}=\frac{\sigma'_{maxe}}{\sigma_{max}}=\frac{\sigma_{-1}}{K'_{\sigma}\sigma_a+\varphi_{\alpha}\sigma_m}=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{av}}\geqslant[S_{\sigma}] \tag{2-32}$$

式中，σ_{av}——等效应力幅。

把 $\sigma_{av}(=K'_{\sigma}\sigma_a+\psi_{\sigma}\sigma_m)$看成是一个与原来作用的不对称循环变应力等效的对称循环变应力。这就叫作应力的等效转化。

对应于 N 点的极限应力点 N'_1 位于直线 GC 上，此时的极限应力即屈服极限 σ_s。只须进行静强度计算。其强度计算式为

$$S_{\sigma}=\frac{\sigma_s}{\sigma_{max}}=\frac{\sigma_s}{\sigma_a+\sigma_m}\geqslant[S_{\sigma}] \tag{2-33}$$

5. 规律性单向非稳定变应力时的疲劳强度计算

规律性单向非稳定变应力，其变应力参数的变化有一个简单的规律。例如，专用机床上的轴、高炉上料机构的零件等都可以近似地看作受规律性不稳定变应力的零件。对于这一类问题，是根据疲劳损伤累积假说进行计算的。

如图 2-13 所示为一个规律性不稳定变应力的示意图，变应力为 σ_1，σ_2，…，σ_i，σ_n，表示循环特性为 γ 时，各循环的最大应力(如对称循环变应力的最大应力，或非对称循环变应力的等效对称循环变应力的应力幅)。N'_1，N'_2，…，N'_n 为与各应力相对应的材料发生疲劳时的循环次数。

大于疲劳极限 σ_r 的各个应力 σ_i 每循环一次就造成一次寿命损失，其寿命损伤率分别为 $\frac{N'_1}{N_1}$，$\frac{N'_2}{N_2}$，…，$\frac{N'_i}{N_i}$，…，$\frac{N'_n}{N_n}$。

对小于 σ_r 的应力，可认为对疲劳强度无影响，故在计算时可不予考虑。

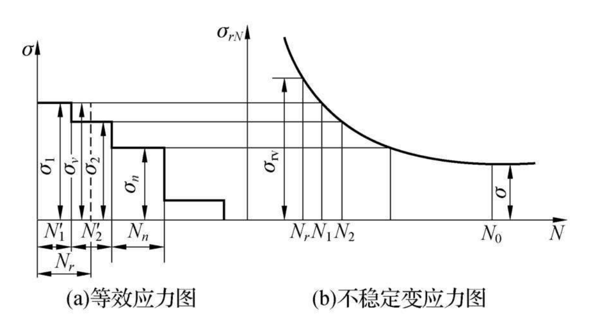


图 2-13 规律性不稳定变应力示意图

当零件达到疲劳极限情况时，各寿命损伤率之和达到 100%，即

$$\frac{N'_1}{N_1}+\frac{N'_2}{N_2}+\cdots+\frac{N'_i}{N_i}+\cdots+\frac{N'_n}{N_n}=1$$

或

$$\sum_{i=1}^{n}\frac{N'_i}{N_i}=1 \tag{2-34}$$

式(2-34)即为疲劳损伤线性累积假说(Miner 法则)的数学表达式。由式(2-11)可得

$$N_i=N_0\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_i}\right)^m \tag{2-35}$$

代入式(2-34)，得

$$\sum_{i=1}^{n}\sigma_i^m N'_i=\sigma_r^m N_0$$

当在各应力下工作未达到疲劳极限时，则

$$\sum_{i=1}^{n}\sigma_i^m N'_i<\sigma_r^m N_0$$

非稳定变应力也可用一疲劳效果相等的稳定变应力来代替(图 2-13(a))，则

$$\sum_{i=1}^{n}\sigma_i^m N'_i=\sigma_v^m N_v$$

式中，σ_v——循环特性为 r 时的等效稳定变应力，通常取非稳定循环变应力中对疲劳起主要作用的应力或作用时间较长的应力(图中取 $\sigma_v=\sigma_1$)；

N_v——等效循环次数。

由上式可得

$$N_v=\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_v}\right)^m N'_i \tag{2-36}$$

当循环次数为 N_v 时，疲劳极限 σ_{rv} 为

$$\sigma_{rv}=\sigma_r\sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}}=\sigma_r\sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_v}\right)^m N'_i}}=K_N\sigma_r \tag{2-37}$$

$$K_N=\sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}=\sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_v}\right)^m N'_i}} \tag{2-38}$$

式中，K_N——非稳定循环变应力的寿命系数，当 $r=-1$(对称循环)时，$\sigma_{-1v}=K_N\sigma_{-1}$。

规律性非稳定变应力时疲劳强度计算步骤如下。

(1)将非稳定变应力转化成一个等效稳定变应力 σ_v。根据式(2-36)求出等效循环次数 N_v。

(2)按式(2-38)计算寿命系数 K_N，通常取 $N_0=10^7$。对于 HBS≤350 的钢，若 $N_v>10^7$ 时，则取 $N_v=10^7$，即 $K_N=1$；对于 HBS>350 的钢，若 $N_v>25\times10^7$时，则取 $N_v=25\times10^7$。

(3)按等效稳定变应力计算实际安全系数。单向变应力时，按式(2-32)计算；复合应力时，按式(2-44)计算。式中的 σ_{-1}、τ_{-1}应乘以寿命系数 K_N。

(4)当工作应力点在如图 2-12 所示的 OGC 区时，应按非稳定变应力的最大值验算其静强度。

例　45 号钢经调质后的性能为：200HBS，$\sigma_{-1}=270$ MPa，$m=9$，$N_0=10^7$。现以此材料做试件进行弯曲疲劳试验，以对称循环变应力 $\sigma_1=400$ MPa 作用 10^4 次，$\sigma_2=350$ MPa，作用 10^5 次。试计算该试件在此条件下的实际安全系数。若以后再以 $\sigma_3=320$ MPa 作用于试件，问还能再循环多少次才会使试件破坏？

解：

(1)选定等效稳定变应力

选取 $\sigma_v=\sigma_1=400$ MPa

(2)求等效循环次数

由式(2-36)得

$$N_v=\sum_{i=1}^{2}\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_v}\right)^m\cdot N'_i=\left(\frac{400\ \text{MPa}}{400\ \text{MPa}}\right)^9\times10^4+\left(\frac{350\ \text{MPa}}{400\ \text{MPa}}\right)^9\times10^5=0.4\times10^5$$

(3)计算寿命系数 K_N

按式(2-38)得

$$K_N=\sqrt[m]{\frac{N_0}{N_V}}=\sqrt[9]{\frac{10^7}{0.4\times10^5}}=1.847$$

(4)求疲劳极限

按式(2-37)，$\sigma_{rv}=K_N\cdot\sigma_\gamma$，而 $\gamma=-1$(对称循环)，故

$$\sigma_{-1v}=K_N\cdot\sigma_{-1}=1.847\times270\ \text{MPa}=499\ \text{MPa}$$

(5)求实际安全系数 S_σ

$$S_a=\frac{\sigma_{-1v}}{\sigma_a}=\frac{\sigma_{-1v}}{\sigma_1}=\frac{499\ \text{MPa}}{400\ \text{MPa}}=1.247$$

(6)求在 σ_3 作用下还能运转的次数

由式(2-35)得

$$N_1=N_0\left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1}\right)^m=10^7\times\left(\frac{270\ \text{MPa}}{400\ \text{MPa}}\right)^9=0.029\times10^7$$

$$N_2=N_0\left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_2}\right)^m=10^7\times\left(\frac{270\ \text{MPa}}{350\ \text{MPa}}\right)^9=0.097\times10^7$$

$$N_3=N_0\left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_3}\right)^m=10^7\times\left(\frac{270\ \text{MPa}}{320\ \text{MPa}}\right)^9=0.217\times10^7$$

若要使试件发生疲劳破坏，则由式(2-34)求 N'_3，即

$$\frac{10^4}{0.029\times10^7}+\frac{10^5}{0.097\times10^7}+\frac{N'_3}{0.217\times10^7}=1$$

$$N'_3=0.188\times10^7$$

即该试件在 $\sigma_3=320$ MPa 的对称循环变应力作用下，估计尚可承受 0.188×10^7 次应力循环。

6. 双向稳定变应力时的疲劳强度计算

在零件上同时作用有相位的法向，即切向对称循环稳定变应力 σ_a 及 τ_a 时，对于钢材，经过试验得出的极限应力关系式为

$$\left(\frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}}\right)^2+\left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}}\right)^2=1 \tag{2-39}$$

上式在 $\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1e}}\right)-\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}}\right)$ 坐标系上是一个单位圆(图 2-14)。式中 τ'_a 及 σ'_a 为同时作用的切向及法向应力幅的极限值。由于是对称循环变应力，故应力幅即为最大应力。圆弧 $\widehat{AB}$ 上任何一个点都代表一对极限应力 σ'_a 和 τ'_a。如果作用于零件上的应力幅 σ_a 及 τ_a 的坐标上用 M 表示，则由于此工作应力点在极限圆以内，尚未达到极限条件，因而是安全的。引直线 OM 与 $\widehat{AB}$ 交于 M' 点，则实际安全系数

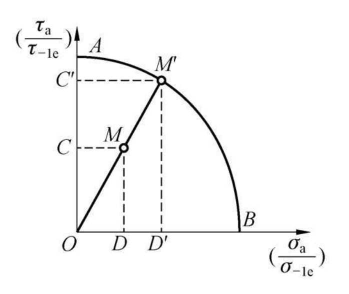


图 2-14 双向应力时的极限应力图

$$S=\frac{OM'}{OM}=\frac{OC'}{OC}=\frac{OD'}{OD} \tag{2-40}$$

式中各线段的长度为

$$OC'=\frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}},\quad OC=\frac{\tau_a}{\tau_{-1e}},\quad OD'=\frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}},\quad OD=\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}}$$

代入式(2-40)得

$$\left.\begin{aligned}\frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}}&=S\cdot\frac{\tau_a}{\tau_{-1e}},\qquad 即\ \tau'_a=S\cdot\tau_a\\ \frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}}&=S\cdot\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}},\qquad 即\ \sigma'_a=S\cdot\sigma_a\end{aligned}\right\} \tag{2-41}$$

将式(2-41)代入式(2-39)，得

$$\left(\frac{S\cdot\tau_a}{\tau_{-1e}}\right)^2+\left(\frac{S\cdot\sigma_a}{\sigma_{-1e}}\right)^2=1 \tag{2-42}$$

从强度计算的观点来看，$\tau_{-1e}/\tau_a=S_\tau$ 是零件上只承受切应力 τ_a 时的实际安全系数；$\sigma_{-1e}/\sigma_a=S_a$ 是零件上只承受法向应力 σ_a 时的实际安全系数。故

$$\left(\frac{S}{S_\tau}\right)^2+\left(\frac{S}{S_\sigma}\right)^2=1 \tag{2-43}$$

即

$$S=\frac{S_\sigma S_\tau}{(S_\sigma^2+S_\tau^2)^{1/2}} \tag{2-44}$$

当零件所承受的两个变应力均为不对称循环变应力时，可先分别按式(2-32)求出 S_σ 和 S_τ，即

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K'_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K'_\tau \sigma_a + \psi_\tau \sigma_m}$$

然后按式(2-44)求出零件的实际安全系数 S，并使 $S \geqslant [S]$，以满足疲劳要求。

2.6　机械零件的接触强度

当具有一定曲面的两物体在压力下相互接触时，便在接触处产生接触应力，如齿轮传动机构、凸轮机构及滚动轴承等高副机构。它们在工作时，理论上是通过点或线接触传递载荷或运动。由于接触处产生弹性变形，所以实际接触为一很小的面积并产生很大的接触应力。

曲面物体相接触的情况如图 2-15 所示。承受压力前，两物体沿一条线互相接触，称为初始线接触(图 2-15(a)、(b))，如直齿轮传动即滚动轴承等。承受压力前，两物体互相接触于一点，称为初始点接触(图 2-15(c)、(d))，如球轴承等。

在上述两种接触情况下，若两曲面的曲率中心位于接触部位的两侧，称为外接触(图 2-15(a)、(c))，若位于同侧，则称为内接触(图 2-15(b)、(d))。

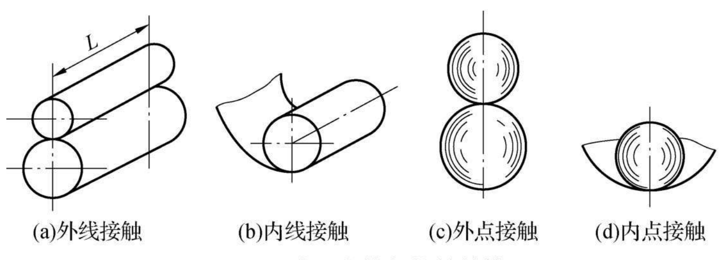


图 2-15　曲面物体相接触的情况

零件在接触处产生的接触应力绝大多数都是随时间变化的。在交变接触应力的作用下，经过若干循环次数后，零件表面材料就可能产生甲壳状的小片剥落，而在表面上遗留下一个小坑(图 2-16)。这种由于表面材料接触疲劳而产生物质转移的现象称为疲劳点蚀(亦称疲劳磨损)。它是高副机构工作时的主要损伤形式。

表面疲劳点蚀产生的原因，是由于交变接触应力的作用使表面材料产生塑性变形，从而导致表面变硬，并在表面接触处出现初始裂纹。当润滑油被挤入初始裂纹中后，与之接触的另一零件表面在滚动时将裂纹口封住，使裂纹内的润滑油产生很大的压力，迫使初始裂纹扩展。当裂纹扩展到一定深度后，就会导致表层材料局部剥落。于是就在零件表面上产生痘斑状凹坑，形成疲劳点蚀。润滑油的黏度愈低，愈易进入初级裂纹中，疲劳点蚀的发展也就愈迅速。

判断金属接触疲劳强度的指标是接触疲劳极限，即在规定的应力循环次数下不发生疲劳点蚀的最大应力。

影响疲劳点蚀的因素很多，如金属的表面状态、润滑油的黏度、两接触体相对滑动的性质等，但其主要因素还是接触应力的数值大小。

在本书所论述的通用零件设计中，主要涉及初始线接触的情况。因此这里只讨论线接触应力的计算。由弹性力学可知，当两个半径为 ρ_1，ρ_2 圆柱体以 F_n 相压紧时，接触面将呈一狭带形(图 2-17)。最大接触应力发生在狭带中线的各点上，并等于平均接触应力的 $4/\pi$ 倍。根据赫兹(Hertz)公式，接触面半带宽 b 和最大接触应力 σ_H 为

$$b=\sqrt{\frac{4F_n\left(\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1}+\dfrac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}{\pi L\left(\dfrac{1}{\rho_1}\pm\dfrac{1}{\rho_2}\right)}} \tag{2-45}$$

$$\sigma_H=\frac{4F_n}{\pi 2bL}=\sqrt{\frac{\omega}{\pi\rho\left(\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1}+\dfrac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}} \tag{2-46}$$

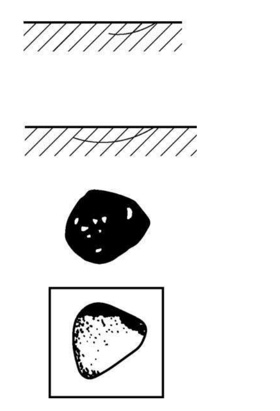


图 2-16 疲劳点蚀产生的过程

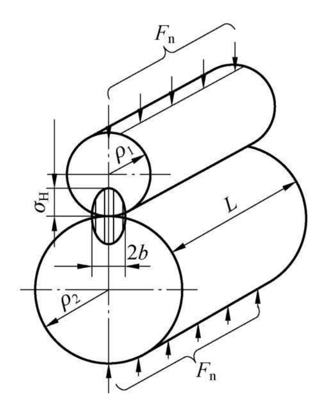


图 2-17 两圆柱体接触

接触疲劳强度条件为

$$\sigma_H\leqslant[\sigma_H] \tag{2-47}$$

式中，E_1，E_2——两圆柱体材料的弹性模量；

μ_1，μ_2——两圆柱体材料的泊松比；

ω——圆柱体单位接触长度上的载荷，$\omega=F_n/L$；

ρ——综合率半径，$\rho=\left(\dfrac{1}{\rho_1}\pm\dfrac{1}{\rho_2}\right)^{-1}$，正号用于外接触，负号用于内接触；

L——接触宽度；

$[\sigma_H]$——许用接触应力。

2.7 摩擦、磨损概述

相互接触的两个物体在力的作用下发生相对运动或有相对运动的趋势时，在接触表面就会产生抵抗运动的阻力，这一自然现象叫作摩擦，此时所产生的阻力叫作摩擦力。摩擦是一种不可逆过程，其结果必然有能量损耗和摩擦表面物质的损失或转移，即在接触表面上产生磨损。人们在实践中认

识到，在接触表面间加入润滑剂来进行润滑，就可以减小摩擦和磨损。由此可见，摩擦是不可避免的自然现象，磨损是摩擦的必然结果，而润滑则是减小摩擦和磨损、节约能源和材料的有效措施。

据估计，目前世界上的能源有 1/3～1/2 消耗在各种形式的摩擦上。在一般机械中，因磨损而报废的零件约占全部失效零件的 80％。而采用现代的润滑技术可以极大地节约能源和提高机械零件的使用寿命。人们把研究有关摩擦、磨损及润滑的科学与技术问题归并为一门新学科——“摩擦学”(Tribology)。

2.7.1　摩擦

摩擦可分为内摩擦和外摩擦两大类。在物质内部发生的阻碍分子间相对运动的摩擦称为内摩擦；在接触表面上产生的阻碍两物体相对运动的摩擦称为外摩擦。仅有相对运动趋势时的摩擦称为静摩擦；做相对运动时的摩擦称为动摩擦。根据位移形式的不同，动摩擦又分为滑动摩擦与滚动摩擦。

根据摩擦表面间存在润滑剂的情况，滑动摩擦又分为干摩擦、混合摩擦(边界润滑和局部流体润滑并存的摩擦状态)及流体摩擦(流体润滑)等(图 2-18)。

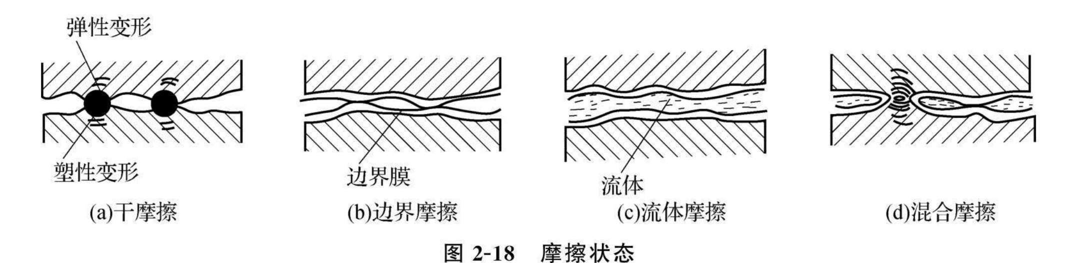


图 2-18　摩擦状态

2.7.1.1　干摩擦

干摩擦是指两物体表面间无任何润滑剂或保护膜的纯金属接触时的摩擦。在工程实际中，并不存在真正的干摩擦，因为任何零件的表面不仅会因氧化而形成氧化膜，而且或多或少也会被润滑油所湿润或受到“污染”。在机械设计中，通常把不出现明显润滑现象的摩擦，当作干摩擦处理。

1. 机械理论

“机械说”属于古典摩擦学说。古典摩擦学把摩擦看成是由接触表面凹凸不平的微凸体之间相互嵌合所致的，即当两个物体接触时，微凸体的互嵌产生阻碍两固体相对滑动的阻力(摩擦力)。“机械说”认为：①摩擦力方向总是与表面的相对滑动速度的方向相反；②摩擦力与接触面上的法向载荷成正比，其比值即为摩擦因数；③摩擦力与表面实际接触面积无关；④摩擦力与滑动速度大小无关。这就是众所周知的阿芒顿-库仑定律。显然，这个理论只能近似地反映外摩擦的基本定律，不完全符合实际情况，只能近似地用于工程计算。

实验研究和理论分析表明，摩擦过程中凸峰的微小变形(弹性及塑性变形)以及接触表面的分子吸引力，包括物理的化学的吸引力等，都影响着摩擦力的大小。

2. 分子机械理论

随着表面测试技术的发展，人们发现两摩擦表面的表观接触面积与表面微凸体接触时所形成的实际接触面积有很大的差别，根据观测结构提出了分子机械理论。这种理论认为，摩擦过程中总的切向摩擦阻力 F_f 由表面凸峰间的机械嵌合力 F_{f1} 和表面分子相互吸引力 F_{f2} 两部分组成，即 $F_f = F_{f1} + F_{f2}$。例如，在干摩擦情况下，对具有一般表面粗糙度的表面，表面粗糙度值减小则摩擦因数减小。但当表面粗糙度值减小到一定程度后，如再继续减小，则因实际接触面积的增大，表面间的分子吸引力也增大，因而摩擦因数将随着表面粗糙度值的减小而缓慢增大。显然，分子机械理论较“机械说”更为完善一些。

3. 黏着理论

黏着理论和分子机械理论都考虑了表面凸峰间的机械嵌合力，但黏着理论以为，这种嵌合力是由凸峰受载后的塑性变形所产生的。同时还考虑了凸峰在接触以后产生的黏结，如果黏结点被外力所剪切而分离时，还必须克服凸峰间相互位移所需的切向力。

(1)简单黏着理论

当金属表面在垂直压力作用下，首先在凸峰尖端开始接触。由于实际接触面积较小，因而在过大的压力下使凸峰尖端接触处产生塑性变形。产生塑性变形后，又使接触面积增大，直至实际接触面积足够支持外载荷为止。

这种理论认为，两物体在垂直压力作用下相互滑动的摩擦力是使黏结点剪开所需的剪切力和较硬的凸峰在较软的凸峰上滑动时切出的沟纹(及犁刨作用)所需的剪切力之和。

因简单黏着理论与实际情况有较大的出入，特别是处于高真空环境的洁净金属发生摩擦时，出入更大。因此，鲍登与泰伯与1964年提出了修正黏着理论。

(2)修正黏着理论

这种理论认为，当两表面有相对滑动时，实际上有一剪切力存在。因此，材料的塑性变形必然由垂直压力及剪切力二者的合力所产生。即垂直压强 σ 及切应力 τ 联合作用。

如果有一个切向力逐渐加大到 F_f，使黏结点产生塑性流动，这种流动会使接触面积增大，产生黏结点增长。在真空中，纯净表面的黏结点增长是很大的，因此摩擦因数高。在空气中，界面上有氧化膜及污染膜存在，而这种表面薄膜通常抗切能力很弱，黏结点不会出现明显的增长，因此摩擦因数较小。

这个理论与实际情况比较接近，可以在相当大的范围内解释摩擦现象。

综上所述，在没有润滑的固体表面间，产生摩擦的主要原因是：①表面形貌的粗糙不平性；②表面存在分子之间的吸引力；③表面存在物理的或化学的污染膜；④黏结点的结合与分离；⑤表面间的犁刨作用。

2.7.1.2 边界摩擦(边界润滑)

在摩擦表面间，由于润滑油的存在而大大改变了摩擦特性。润滑油中的脂肪是一种极性化合物，它的极性分子能牢固地吸附在金属表面上，如图2-19(a)所示为单分子吸附在金属表面上的符号，“○”为极性原子团。这些单分子膜整齐地呈横向排列，很像一把刷子。边界摩擦类似两把刷子间的

摩擦，其模型如图 2-19(b)所示。当金属表面上形成多层分子膜时，距表面越远的分子，吸附能力愈弱，剪切强度愈低，到若干层以后，就不再受约束。因此摩擦因数将随着分子层数的增加而降低。3 层时比 1 层降低一半。比较牢固地吸附在金属表面上的分子膜称为边界膜。边界膜极薄，如边界膜有 10 个分子层，其厚度也仅为 0.02 μm。由于其厚度一般都比表面粗糙度小，因此磨损仍然是不可避免的。

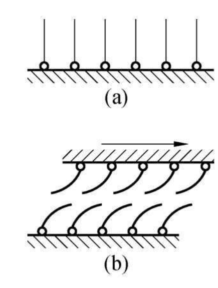


图 2-19　单分子层边界膜模型

2.7.1.3　混合摩擦(混合润滑)

混合摩擦是由边界摩擦和局部流体摩擦共存的摩擦状态。研究表明，在摩擦面间边界摩擦和流体摩擦各自承担载荷的分量可用膜厚比 λ 来表征。即

$$\lambda=\frac{h_{\min}}{\sigma} \tag{2-48}$$

式中，$h_{\min}$——两粗糙面间的最小公称油膜厚度(μm)；

σ——两粗糙面的综合表面粗糙度(μm)，$\sigma=(\sigma_1^2+\sigma_2^2)^{0.5}$；

σ_1，σ_2——分别为两表面粗糙度的均方根值(μm)。

当 $\lambda<0.4$ 时，为边界摩擦，载荷完全由边界膜承担；当 $0.4\leqslant\lambda\leqslant3.0$ 时为混合摩擦，随着 λ 值的增大，油膜承担载荷的比例也增大；当 $\lambda=1$ 时，边界膜所承担的载荷约为总载荷的 30%；当 $\lambda>3\sim5$ 后为流体摩擦。

显然，在混合摩擦时，因仍然有粗糙度凸峰的直接接触，所以不可避免有磨损存在，但摩擦因数比边界摩擦小得多。

2.7.1.4　流体摩擦(流体润滑)

当摩擦面间的油膜厚度大到足以将两个表面的粗糙度凸峰完全分开(即 $\lambda>3\sim5$)时，即形成了流体摩擦。这时的油分子大都不受金属表面吸附作用而自由移动，摩擦是在流体内部的分子之间进行，所以摩擦因数极小(油润滑时为 0.001～0.008)，这时的摩擦规律已有了根本的变化，与干摩擦完全不同。

由对滑动轴承实验结果所进行的分析研究表明，随着轴承中摩擦状态的转化，摩擦因数随之变化的情况如图 2-20 所示，图中横坐标 $\eta n/p$ 为一无量纲参数，称为轴承特性系数，其中 n 为轴颈每秒钟的转数；p 为轴颈投影面积上的压力；η 为油的动力黏度。在混合摩擦区的前段(以边界摩擦为主区)，当 $\eta n/p$ 增大时，摩擦因数 f 的变化较小。在混合摩擦区的后段，$\eta n/p$ 的改变将引起 f 的急剧变化。在刚刚形成流体摩擦时，f 达到最小值。此后，随着 $\eta n/p$ 的增加，油膜厚度也随之增大，油膜中的总摩擦阻力相应有所增加，因而 f 将略有增加。

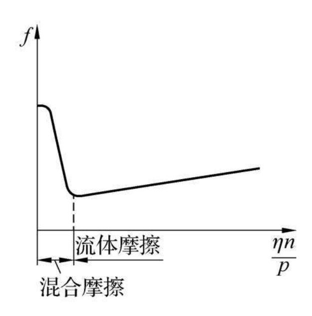


图 2-20　摩擦因数随轴承特性系数变化情况

2.7.2 磨损

工作表面由于相对运动而不断产生物质损失的现象称为磨损。磨损要消耗功，从而降低机械效率。磨损会改变零件的形状和尺寸，降低零件工作的可靠性，有时甚至会导致机械提前报废或产生设备及人身事故。在设计时应考虑如何避免或减轻磨损，以保证机器达到设计寿命。在规定年限内，磨损量不超过其允许值，就认为是正常磨损。但磨损并非都有害，磨合、研磨等都是有益的磨损。

通常把单位时间内材料的磨损量称为磨损率。磨损量可以用体积、重量或厚度来衡量。磨损率是研究磨损的重要参数。在一定的压力 p 和速度 v 的作用下测定其磨损率，就可以对不同的摩擦材料进行耐磨性比较。

如图 2-21 所示为磨损过程图。Ⅰ为磨合磨损阶段。磨合后，凸峰高度降低，峰顶半径增大(图 2-22)，有利于增大接触面积，降低磨损速度。磨合时，应注意由轻至重、缓慢加载，并注意油的清洁，防止磨屑进入摩擦面而造成剧烈磨损和发热。磨合阶段结束，润滑油应全部更换。Ⅱ为稳定磨损阶段(零件正常工作阶段)。这时，磨损率 $\varepsilon=\Delta q/\Delta t=$常数($q$ 为磨损量，t 为时间)。磨损率即磨损曲线的斜率，斜率越小磨损率越低，则零件使用寿命也就越长。Ⅲ为剧烈磨损阶段(零件表面失效阶段)。此时零件由于剧烈磨损的结果，间隙增大，精度下降(或表面损坏)，同时表面润滑状况也极端恶化，温度升高，产生振动、冲击和噪声，促使零件迅速报废。

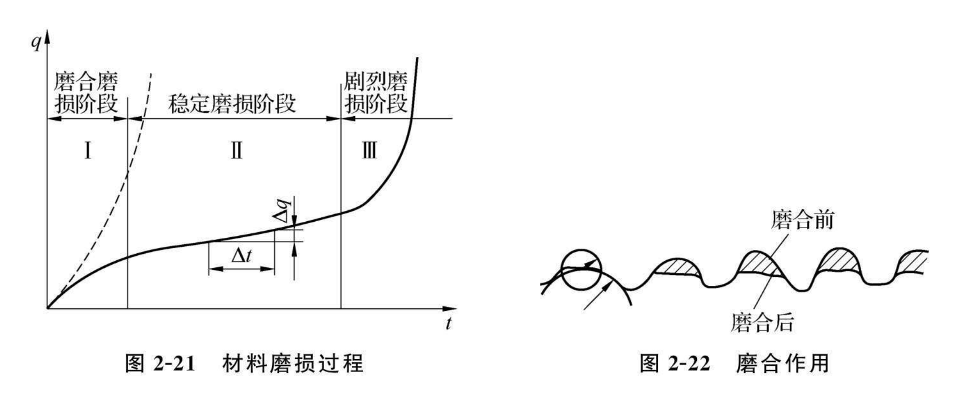


图 2-21 材料磨损过程　　图 2-22 磨合作用

在正常情况下，零件经短期磨合后即进入稳定期磨损阶段，但若压力过大、速度过高、润滑不良时，则经过很短的磨合期后立即转入剧烈磨损阶段，零件很快就会报废，如图 2-21 的虚线所示。

磨损量与材料、载荷、润滑、工作温度等有密切的关系，一般载荷越大、温度越高磨损越大。

迄今为止，还没有统一的磨损分类方法，常见的分类方法是将磨损分为以下几种：磨粒磨损、黏着磨损、冲蚀磨损及腐蚀磨损。

1. 磨粒磨损

从外部进入摩擦表面间的游离硬质颗粒或摩擦表面上的硬质突出物，在摩擦过程中引起材料损失的现象称为磨粒磨损。

磨粒磨损与摩擦材料的硬度及磨粒的硬度有关。为了保证摩擦表面有一定的使用寿命，金属材料的硬度 H_m 至少要比可能侵入界面磨粒的硬度 H_a 大 30%，即 $H_m\geqslant 1.3H_a$。

选择摩擦副材料对延长零件使用寿命具有重要意义。长期在低压力下工作的零件应选用硬度较高的钢；在高应力和冲击载荷下工作的零件应选用韧性好、冷作硬化的钢；在凿削下工作的零件应选用具有一定硬度和高韧性的钢。

2. 黏着磨损

当摩擦表面的不平度凸峰在相互作用的各点处发生"焊结"现象并做相对滑动时，由于黏着作用使材料由一个表面转移到另一表面所引起的磨损，称为黏着磨损。

黏着磨损按破坏程度不同(由轻到重)，可分为以下 5 级。

(1)轻微磨损。剪切破坏发生在界面上，表面材料的转移极为轻微。

(2)涂抹。剪切发生在软金属浅层，并转移到硬金属表面上。

(3)擦伤。剪切发生在软金属亚表层内。

(4)撕脱。剪切发生在摩擦副一方或双方基体金属较深的地方。

(5)咬死。表面黏结严重，已致零件停止运转。

涂抹、擦伤和撕脱通常也称为胶合。胶合是高速重载接触时常见的损伤形式，这是由于此时油膜破裂，金属直接接触以致产生局部高温，从而使金属产生熔焊的结果。

为了减轻黏着磨损，通常采取下列措施。

(1)合理选择摩擦副材料。摩擦副材料为同类材料比异类材料容易黏着；多相金属比单相金属黏着倾向小；脆性材料比塑性材料的抗黏着能力高；采用表面处理(如电镀、化学热处理、②表面热处理、喷镀等)可防止黏着磨损的发生。

(2)采用油性好和含有极压添加剂的润滑剂。

(3)限制摩擦表面的温度。

(4)控制摩擦副间的压力。

黏着也有其可利用的一面，如压力摩擦焊接。

3. 疲劳磨损

疲劳磨损(或称为疲劳点蚀)的机理参阅第 2.6 节。

为了提高摩擦副的接触疲劳寿命，除应合理选择摩擦副的材料外，还应注意以下几方面。

(1)合理选择表面粗糙度。适当减小表面粗糙度，对零件寿命有显著的提高，但超过一定的界限后，其影响就不明显了。例如，滚动轴承，轮廓算术平均偏差 Ra 为 0.2 μm 的轴承比 Ra 为 0.4 μm 的轴承寿命高 2～3 倍；Ra 为 0.1 μm 比 Ra 为 0.2 μm 的高一倍；$Ra<0.05$ μm 的对寿命影响则不明显。

(2)合理选择润滑油黏度。黏度低的油容易渗入裂纹，加速裂纹扩展。黏度高的油有利于接触应力的均匀分布，可提高抗疲劳磨损的能力。使用含有极压添加剂的润滑剂或固体润滑剂(如 MoS_2)，能提高接触表面的抗疲劳性能。

(3)合理选择表面硬度。以轴承钢为例，当硬度为 62HRC 时，抗疲劳磨损能力最大，增加或降低硬度，寿命都有较大下降。

4. 冲蚀磨损

当一束含有硬质微粒的流体冲击固体表面时，就会产生冲蚀磨损。例如，利用高压空气输送型砂或用高压水输送碎矿石的管道所产生的磨损就是如此。近些年来，由于燃气涡轮机的叶片、火箭发动机的尾喷管常发生冲蚀磨损，才引起人们对这种磨损形式的特别关注。

5. 腐蚀磨损

在摩擦过程中，与周围介质发生化学或电化学反应，造成摩擦副表面材料损失的现象，称为腐蚀磨损。氧化磨损是最常见的腐蚀磨损。金属表面与氧化介质的反应速度很快，当形成的氧化膜被磨去后，新鲜表面很快又形成新的氧化膜，然后又被磨掉。这样反复下去可能给零件带来严重后果。但一般在空气中，磨损的速度是很小的。当氧化磨损后，会产生红褐色片状或灰黑色的磨粒，并在表面沿滑动方向呈匀细的磨痕。腐蚀磨损也可能带来严重的后果，特别是在高温或潮湿的环境中。

摩擦副与酸、碱、盐等特殊介质作用时，也会产生腐蚀磨损。

润滑油(脂)和防锈油具有保护摩擦表面的作用，但应注意油脂与氧反应生成的酸性化合物对表面有腐蚀作用。

2.8 润　滑

在摩擦面间加入润滑剂，不仅可以降低摩擦、减轻磨损、提高效率、延长机件的使用寿命、保护零件不受锈蚀，而且润滑油还能起到散热降温作用。由于液体的不可压缩性，润滑油还具有缓冲、吸震的能力。使用膏状的润滑脂，既可防止内部的润滑剂外泄，又可阻止外部杂质侵入，起到密封的作用。

在各种机器及设备中使用的润滑剂有液体(如油、水及液态金属)、气体(如空气或其他气态工作介质)、半固体(如润滑脂)及固体(如石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯)等几类。气体及固体润滑剂多用在高速、高温、有核辐射或要防止污染产品等特殊场合。对于橡胶或塑料轴承则宜用水做润滑剂。液体金属(如锂、钠、汞等)已在高温、高真空的核反应堆及宇航条件下获得了成功的应用。在一般参数的各种机械设备中，通常用润滑油或润滑脂来润滑。润滑剂的类型可按表 2-3 选择。

表 2-3　润滑剂类型的选择

工作条件	选用润滑剂
负荷	负荷大或者冲击大，适宜选用黏度较高，或极压性能好的润滑油，或锥入度较小的润滑脂，或固体润滑剂；负荷小，适宜选用黏度较小的润滑油，或锥入度较大的润滑脂
速度	速度高，适宜选用黏度较小的润滑油，或锥入度较大的润滑脂；速度低，适宜选用黏度较大的润滑油，或锥入度较小的润滑脂和固体润滑剂
温度	高温条件下，适宜选用黏度较大，闪点较高，油性好以及氧化安定性好的润滑油，或选用氧化安定性好，滴点较高的润滑脂；低温条件下，适宜选用黏度较小凝点低的润滑剂，或低温性能好的润滑脂

续表

工作条件	选用润滑剂
环境	在潮湿或与水接触较多的工作条件下，适宜选用抗乳化能力强和油性、防锈性较好的润滑油、脂；在强辐射和放射条件下，在人不能接近的场合、有腐蚀的环境中，适宜选用固体润滑剂；在超高真空条件下，选用固体润滑剂
工作位置	在润滑油容易流失的工作表面上，适宜选用黏度较大的润滑油，或稠度较大的润滑脂，或固体润滑剂
表面精度	工作表面粗糙，适宜选用黏度较大的润滑油，或锥入度较小的润滑脂，或固体润滑剂；反之，适宜选用黏度较小的润滑油，或锥入度较大的润滑油、脂
润滑方式	在循环润滑系统中，要求换油周期长，易散热，适宜选用黏度低、氧化安定性好，抗泡沫性能好的润滑油；在油雾润滑和飞溅润滑系统中，适宜选用氧化安定性好、抗泡沫性能好的润滑油；在集中供脂润滑系统中，适选用锥入度较大的润滑脂

2.8.1　润滑油及润滑脂的主要性能指标

1. 润滑油

润滑油有动物油、植物油、矿物油和合成油。矿物油(主要是石油产品)来源充足，成本低廉，使用范围广而且稳定性好，故应用最多。常用的工业润滑有：全损耗系统用油(机械油)、汽轮机油、轧钢机油、饱和汽缸油、汽油机润滑油、工业齿轮油、合成锭子油等。动植物油中含有较多的硬脂酸，在边界润滑时有很好的润滑性能，但来源有限且稳定性差，故使用不多。合成油是通过化学合成方法制成的新型润滑油，它能满足矿物油所不能满足的某些特殊要求，如高温、低温、高速、重载和其他条件。但合成油成本较高，一般机器很少使用。无论哪种润滑油，若从润滑观点考虑，主要从以下几个指标来加以评定。

(1)黏度

黏度是润滑油最重要的物理性能指标，它标志着流体流动时内摩擦阻力的大小。黏度愈大，内摩擦阻力愈大，即流动性愈差。

流体的黏度由三种表示方法：动力黏度(绝对黏度)、运动黏度、相对黏度(条件黏度)。在石油产品中，普遍采用条件黏度。

各种流体的黏度，特别是润滑油的黏度随温度而变化的情况十分明显。黏度将随温度的升高而降低。由于油的成分及纯净程度不同，很难用一个解析式表达各种润滑油的黏度—温度关系。黏度随温度变化愈小的油，品质愈高。

压力对流体的影响有两方面。一是流体的密度随压力增高而增大，但对所有的润滑油来说影响极小，因此在实际润滑条件下这个影响不予考虑。二是压力对流体黏度的影响，这只有压力超过 20 MPa时，黏度才随压力的增高而加大。因此压力较低时，该因素亦可忽略不计。但在弹性流体动力润滑中，这种影响就变得十分重要。例如，在齿轮传动中，啮合处的局部压力可能高达 4000 MPa，那时矿物油已不再像液体而更像蜡状的固体了。

润滑油黏度的大小不仅直接影响摩擦副的运动阻力，而且对流体润滑油膜的形成及承载能力均有决定性作用。它是流体润滑中一个极为重要的因素。

(2)油性

油性是润滑湿润或吸附于摩擦表面的性能。油性愈好，吸附能力愈强。这种性能对边界摩擦时润滑油能在金属表面形成保护膜以及那些低速、重载或润滑不充分的场合，具有特别重要的意义。

(3)闪点

油在标准仪器中加热所蒸发的油气，一遇火焰即能发出闪光的最低温度，称为油的闪点。这是衡量油的易燃性的一种尺度，对在高温下工作的机器，应用闪点较高的润滑油，通常应使工作温度比油的闪点低 30 ℃～40 ℃。

(4)凝点

把润滑油冷却到不能自由流动时的最高温度，称为油的凝点。它是润滑油在低温下工作的一个重要指标，直接影响到机器在低温下的启动性能和磨损情况，低温润滑时，应选用凝点低的油。

(5)氧化稳定性

矿物油在与高温气体接触中，会发生氧化而生成硫、磷、氯的酸性化合物。这是一些胶状沉积物，不但腐蚀金属，而且会加剧零件的磨损。

2. 润滑脂

润滑脂是除润滑油外应用最多的一类润滑剂。它是润滑油与稠化剂(如钙、锂、钠的金属皂)的膏状混合物。根据调制润滑脂所有皂基的不同，润滑脂主要分为钙基润滑脂、钠基润滑脂、钙钠基润滑脂、石墨钙基润滑脂、通用锂基润滑脂、钡基润滑脂和铝基润滑脂等。其性质和用途可参考有关手册。

润滑脂的主要质量指标锥入度、滴点。

(1)锥入度(稠度)。这是指一个重量为 150 g 的标准锥体，在 25 ℃恒温下，由润滑脂表面经 5 s 刺入的深度(以 0.1 mm 计)。它标志着润滑脂内阻力的大小和流动性的强弱。锥入度愈小，表明润滑脂不易从摩擦表面中被挤出，故承载能力高，密封好。但同时摩擦阻力也大，而且不易充填较小的摩擦间隙。

(2)滴点。它是表示润滑脂受热后从标准量杯的孔口滴下第一滴时的温度。它标志着润滑脂耐高温的能力。

3. 添加剂

普通润滑油和润滑脂如用在一些十分恶劣的工作条件(如高温、低温、重载、真空等)下就会很快劣化变质，失去润滑能力。为了改善润滑油、润滑脂的性能，可采用精制的办法来满足某些要求，但精制工艺复杂，成本高，而且也很难满足不同场合的多样化要求。所以在润滑剂中加入具有某种独特性能的物质，以适应某种特定需要的办法，获得了广泛的采用。将添加剂加进润滑剂中以改善其性能的这些物质就称为添加剂，其品种和产量都发展很快。

2.8.2　流体动压润滑

流体动压润滑是靠两相运动摩擦表面间特定的几何形状，并借助于黏性流体的动力学作用，自行产生足够厚的压力油膜，其膜厚比 $\lambda>3\sim5$，来平衡外载荷的流体润滑。显然，形成流体动压润滑能保证两相对运动摩擦表面不直接接触，从而完全避免了磨损，因而在各种重要机械和仪器中获得了广泛的应用。

流体动压润滑的基本理论及设计计算方法参见第 15 章第 6 节。

2.8.3　流体静压润滑

利用外部供油(气)装置将一定压力的流体送入两摩擦面之间以建立压力油膜的润滑称为流体静压润滑。流体静压润滑的工作原理参见第 15 章第 7 节。

2.8.4　弹性流体动力润滑简介

滑动轴承和导轨等低副接触能形成完全的流体动压润滑，这是人所共知的事实。可是，在如齿轮传动、滚动轴承和凸轮机构等高副接触中，能否形成动压润滑，人们最初是有怀疑的。然而，一些客观现象却发人深思。例如，有些多次远渡重洋的巨轮，其传动齿轮齿面的加工刀痕经长期运行后仍依稀可见，这就引起人们对高副润滑的极大兴趣。

在高副接触中，名义上是点、线接触，而实际上受载后接触却是一个极窄小的面积。在接触区内压强很高(比低副接触大 1000 倍左右)，这就使接触处产生相当大的弹性变形，同时也使其间的润滑剂黏度大为增加。理论分析与试验研究证实，在一定的条件下，接触区内可形成将两表面完全分开的润滑剂膜。这类润滑问题与一般的润滑问题突出的两个区别就是：既要考虑接触区的弹性变形，又要考虑润滑剂随压力增大后的黏度变化。把既考虑变黏性的流体动压作用，又考虑接触区弹性变形效应的润滑问题称为弹性流体动力润滑(Elasto Hydrodynamic Lubrication)，简称“弹流”(EHL)。

近 20 年来所建立的弹性流体间润滑理论及实验研究表明，当接触体的滚动速度愈小，油膜压力的分布愈接近于干接触时的赫兹应力分布。在赫兹接触弹性变形区内，基本上会形成一个平行的油膜厚度，在接触区的出口附近会突然出现峰值压力，导致油膜缩颈，这里的油膜厚度最小 $h_{\min}$。由于任何零件表面都有一定的粗糙度，所以要保证能实现“弹流”润滑，其膜厚比 λ 必须满足一定的要求[参见式(2-48)]。

弹流润滑理论的建立，对于像齿轮传动和滚动轴承这类处于高接触应力状态下的重要零件，在设计理论的发展方面将会有很大的促进作用，从而找到提高这类零件承载能力的有效途径。

【本章要点】

(1)重点介绍了机械零件的主要失效形式，机械零件的工作能力准则；影响零件许用安全系数的因素，合理选择许用安全系数的方法；规律性不稳定交变应力作用下的零件疲劳强度的计算方法。

(2)介绍了机械零件上的载荷、应力类型，材料与零件的疲劳极限、疲劳曲线的画法，影响零件疲劳强度的主要因素；摩擦、磨损、润滑状态等。

课后习题

2-1 机械零件的主要失效形式有哪些？什么是机械零件的工作能力？工作能力准则有哪些？

2-2 合理地选择许用安全系数有何重要意义？影响许用安全系数的因素有哪些？设计时应如何选择？

2-3 作用在机械零件上的载荷有几种类型？何谓静载荷、名义载荷和计算机载荷？

2-4 作用在机械零件中的应力有哪几种类型？何谓静应力、变应力？静载荷能否产生变应力？

2-5 何谓材料的疲劳极限、疲劳曲线？金属材料的疲劳曲线分成哪几种类型？各有何特点？指出疲劳曲线的有限寿命区和无限寿命区，说明寿命系数 K_N 的意义。

2-6 影响零件疲劳强度的主要因素有哪些？零件的简化极限应力图与材料试件的简化极限应力图有何不同？如何应用？

2-7 表面接触疲劳点蚀是如何产生的？根据赫兹(Hertz)公式，接触带上的最大接触应力如何计算？说明赫兹公式中各参数的含义。

2-8 摩擦状态有几种？根据什么来区分？

2-9 边界摩擦的特征是什么？如何提高吸附膜的强度？

2-10 磨损过程通常分哪几个阶段？磨损量与哪些因素有关？

2-11 磨损可分为哪几种？各有何特点？如何防止和减轻这种磨损？

2-12 润滑油的作用是什么？工程中常用的润滑剂有几种？

2-13 润滑油的主要性能指标是什么？润滑脂的主要性能指标是什么？

2-14 什么是弹性流体动力润滑？

第二篇　紧固与连接

为了便于机器的制造、安装、运输、维修或功能的需要，广泛使用各种连接。机械连接一般可分为两大类：①动连接，即被连接的零件之间有相对运动的连接，如机械原理中的运动副；②静连接，即被连接的零件之间不允许产生相对运动的连接，本篇将讨论机械静连接。

机械静连接可分为可拆连接和不可拆连接。可拆连接是不须毁坏连接中的任一零件就可拆开的连接，可多次拆装而不影响其使用性能。常见的可拆连接有螺纹连接、键联结(包括花键联结和无键联结)以及销联结等，其中螺纹连接应用最为广泛。不可拆连接是至少必须毁坏连接中的某一部分才能拆开的连接。常见的不可拆连接有铆钉连接、焊接和胶接等。另外还有一种可以做成可拆或不可拆的连接，如过盈连接，在机器中也常用。

本篇将重点讨论螺纹连接和键联结，并对销联结、铆接、焊接、胶接等基本结构形式和性能，以及过盈连接、型面连接的基本原理和设计方法做概略介绍。此外，对一些常用的其他零件，如弹簧，在本篇一并讨论。

第3章　螺纹连接

【学习重点】

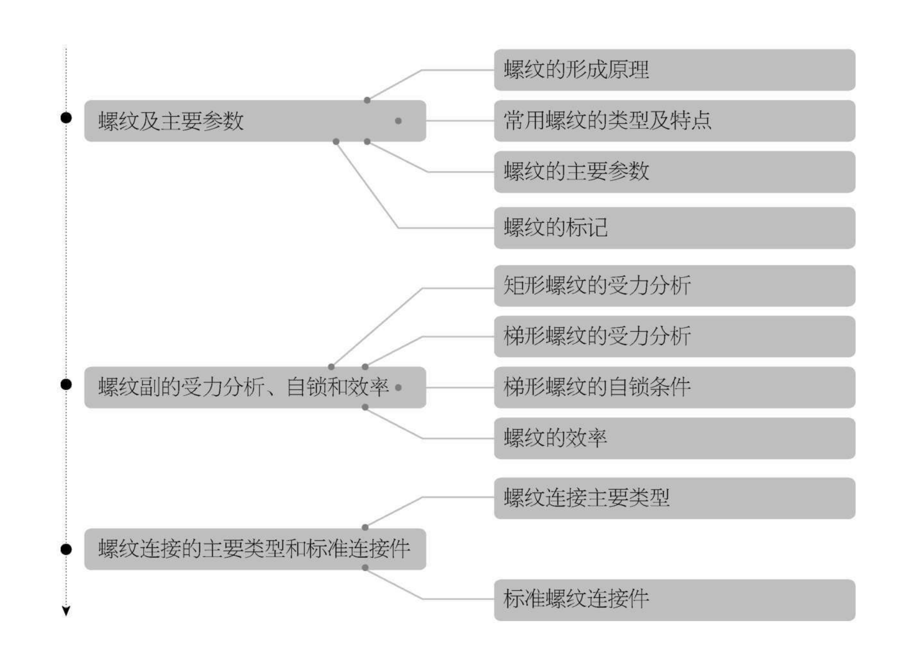
了解螺栓连接的失效形式，提高螺纹连接强度的措施，防松的方法和措施；

熟悉螺纹的形成原理、类型、标准；

理解螺纹的自锁原理，预紧的目的。

【学习难点】

螺纹的主要参数，螺纹副与螺栓组的受力分析，螺栓连接件的选取方式以及螺栓的强度计算。



【本章导入】

在机械设备上，部件之间的固定常用到各种各样的连接。根据连接形式及需要，常把连接分为可拆连接和不可拆连接。可拆连接指的是不损坏任一零件就可以把连接件拆分，而不可拆连接指的是必须破坏连接件中的零件才能将连接件拆开。机器上常用的连接形式很多，最常用的是螺纹连接，它属于可拆连接，是利用螺纹零件构成的连接，因为结构简单、形式多样、成本低廉、拆装方便，因此在机械产品中得到广泛的应用。图 3-1 为常用螺纹连接的实例。



(a)钢筋用螺纹连接



(b)阀门用螺纹连接



(c)软管用螺纹连接



(d)Y型过滤器用螺纹连接

图 3-1　常见螺纹连接

针对机器结合部位，我们首先会考虑如何连接它们，连接件的材料、强度怎样？如果采用螺栓紧固，如何选择合适的螺栓类型、尺寸？进一步我们应该确定螺栓的拧紧力矩，既保证结合件紧固又不会产生过大的预应力。是否需要采取防松措施？这些都是我们应该考虑的，本章一一为我们解答。

3.1　螺纹及主要参数

3.1.1　螺纹的形成原理

螺纹的形成原理如图 3-2 所示。将一底边为 πd_2 的三角形卷绕在一直径为 d_2 的圆柱体上，该三角形的斜边在圆柱体(圆锥)上形成了一条螺旋线 L。将与该圆柱体(圆锥)轴线共面的平面图形(三角形、矩形、梯形等)沿该螺旋线 L 运动，在空间形成一螺旋形几何体，这样的几何体称为螺纹。螺纹的几何形状取决于平面图形的形状。在圆柱体(圆锥)外表面上形成的螺纹称为外螺纹，在圆柱体(圆锥)内表面上形成的螺纹称为内螺纹。

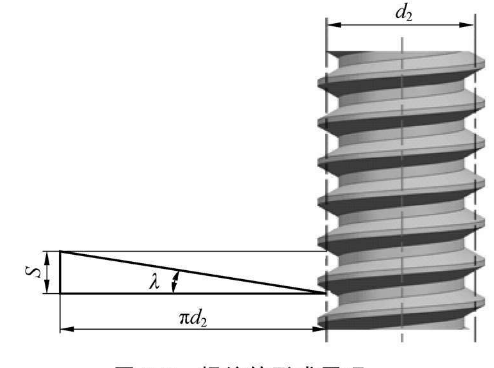


图 3-2　螺纹的形成原理

3.1.2 常用螺纹的类型及特点

由螺纹的形成原理可知，螺纹的形状主要由沿螺旋线运动的平面图形的形状所决定。常用的平面图形有三角形、矩形和梯形，因此形成的常用螺纹形状有三角形螺纹、矩形螺纹和梯形螺纹，如图 3-3 所示。

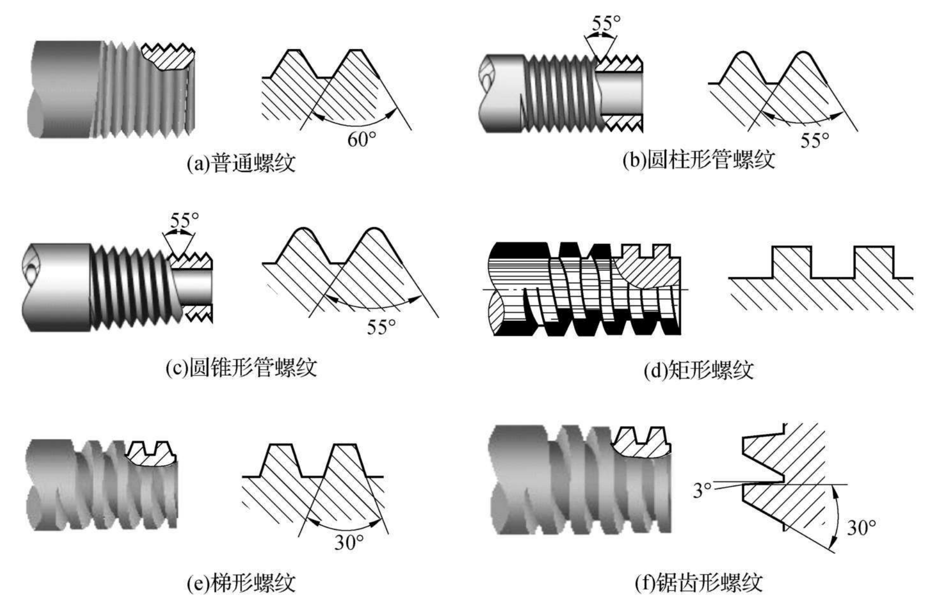


图 3-3 常用螺纹类型

1. 三角形螺纹

三角形螺纹牙型角大，自锁性能好，牙根厚，强度高，由于效率低，因此常用作连接螺纹，根据用途又将其分为以下三种类型。

(1)普通螺纹牙型角为 60°，牙型为等边三角形，内外螺纹旋合以后在径向方向留有间隙。外螺纹牙根有较大圆角，可以减小应力集中。按螺距大小可分为粗牙和细牙，粗牙螺纹和细牙螺纹有相似的牙型，但细牙螺距小，升角小，有更好的自锁性能，但不耐磨，易滑丝，因此常用在细小零件或者薄壁零件连接中。在一般常用连接中，多采用粗牙螺纹。

(2)管螺纹牙型角为 55°，牙型为等腰三角形，牙顶有较大圆角。内外螺纹旋合后无径向间隙。管螺纹属于细牙螺纹，密封性好，适用于管接头、阀门等场合。按照螺纹母体的形状分为圆柱形管螺纹和圆锥形管螺纹，其中圆锥形管螺纹利用本身的变形可以保证连接的紧密型，因此具有更好的密封性。

(3)米制锥螺纹即美制锥螺纹，牙型为三角形，牙顶为平顶，螺纹分布在锥度为 1∶16 的圆锥管壁上，用于气体或液体管路系统依靠螺纹密封的连接螺纹。

2. 矩形螺纹

牙型为矩形，牙型角为 0°。因为无牙型角，没有自锁性，所以传动效率比其他螺纹高，但牙根强度弱，螺纹磨损后，间隙难以修复，故传动精度低，对中性差，现在已经被梯形螺纹所代替。

3. 梯形螺纹

牙型为等腰梯形，牙型角为30°，内外螺纹以锥面贴紧不易松动。与矩形螺纹相比，传动效率略低，但工艺性能好，牙根强度高，对中性好。如用剖分螺母，螺纹磨损后的径向间隙可以补偿，常用作传动螺纹，且能够双向传动，如用于丝杠传动。

还有一种螺纹为锯齿形螺纹，它可以看作是梯形螺纹的一种特殊情况，牙型为不等腰梯形，工作面牙侧角为3°，非工作面牙侧角为30°。这种螺纹兼具有矩形螺纹传动效率高、梯形螺纹牙根强度高的特点，但只能用于单向传动。

3.1.3 螺纹的主要参数

螺纹参数很多，这里以普通圆柱螺纹为例介绍螺纹的主要参数，如图3-4所示。

(1)旋向。螺纹按旋向分为左旋螺纹和右旋螺纹，如图3-5所示。将螺旋体轴线垂直放置，螺旋线可见部分自左向右上升的，为右旋螺纹；反之，如果螺旋线可见部分自右向左上升的，为左旋螺纹。左旋螺纹一般逆时针旋入，而右旋螺纹一般顺时针旋入。

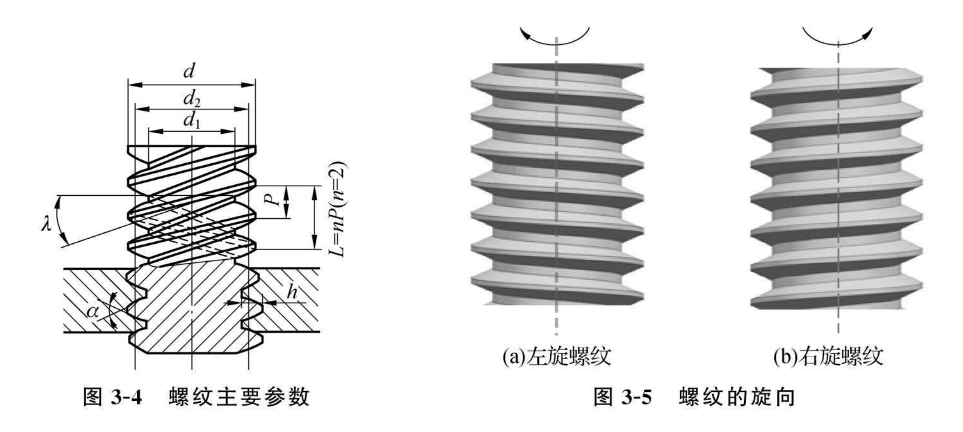


图3-4 螺纹主要参数

图3-5 螺纹的旋向

(2)大径 d。螺纹的最大直径，即与外螺纹牙顶或内螺纹牙底相重合的假想圆柱面的直径，在标准中定义为公称直径。

(3)小径 d_1。螺纹的最小直径，即与外螺纹牙底或内螺纹牙顶相重合的假想圆柱面的直径，在强度计算常作为外螺纹螺杆危险剖面的直径。

(4)中径 d_2。通过螺纹轴向截面内牙型上的沟槽和凸起宽度相等处的假想圆柱面的直径，近似等于螺纹的平均直径，即 $d_2 \approx 0.5(d+d_1)$。中径是确定螺纹几何参数和配合性质的直径。

(5)螺纹线数 n。指的是螺纹的螺旋线数目。沿一根螺旋线形成的螺纹称为单线螺纹；沿两根以上的等距螺旋线形成的螺纹称为多线螺纹。常用的连接螺纹要求自锁性，多用单线螺纹。传动螺纹要求传动效率高，多采用双线或三线螺纹，一般螺纹线数小于4，这是出于便于制造考虑。

(6)螺距 P。螺纹相邻两个牙型上对应点间的轴向距离。

(7)导程 L。螺纹上任一点沿同一条螺旋线转一周所移动的轴向距离。导程与螺纹线数、螺距之间存在关系，即 $L=nP$。

(8)螺纹升角 λ。中径 d_2 圆柱上，螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面间的夹角，在螺纹不同直径上，升角各不相同。中径处螺纹升角为

$$\lambda=\arctan\left(\frac{L}{\pi d_2}\right)=\arctan\left(\frac{nP}{\pi d_2}\right) \tag{3-1}$$

(9)牙型角 α。螺纹轴向截面内，牙型相邻两侧边的夹角。

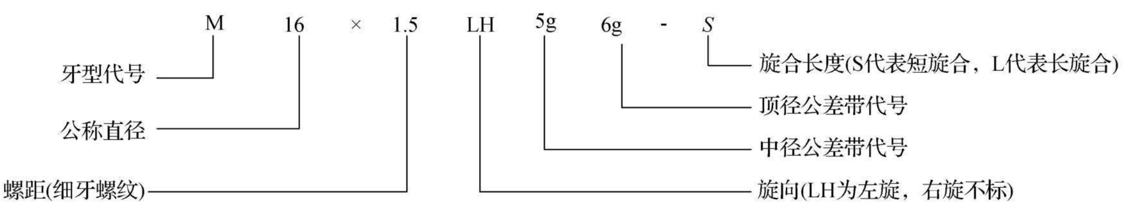
(10)牙侧角 β。牙型侧边与螺纹轴线的垂线之间的夹角。

(11)接触高度 h。内外螺纹旋合后接触面的径向高度。

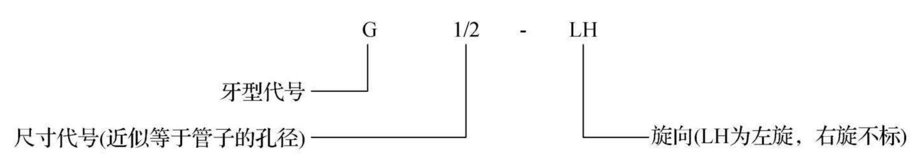
3.1.4 螺纹的标记

不同类型的螺纹标记方法不同，本章针对常用的四种类型螺纹标记进行介绍。

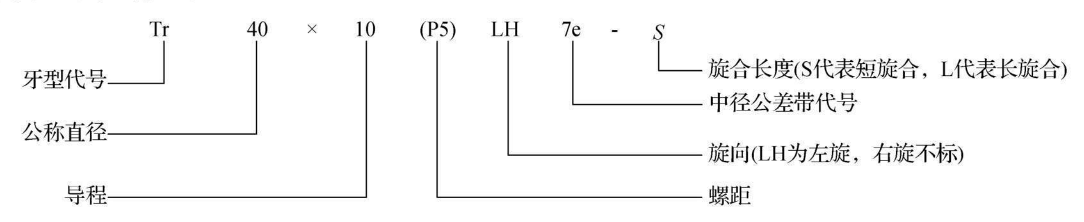
(1)普通螺纹标记。完整的普通螺纹标记由特征代号、尺寸代号、公差带代号及其他信息组成。普通螺纹代号用字母“M”表示。尺寸代号为“公称直径×螺距”，如果为粗牙螺纹，则不标注螺距。标记示例如下：



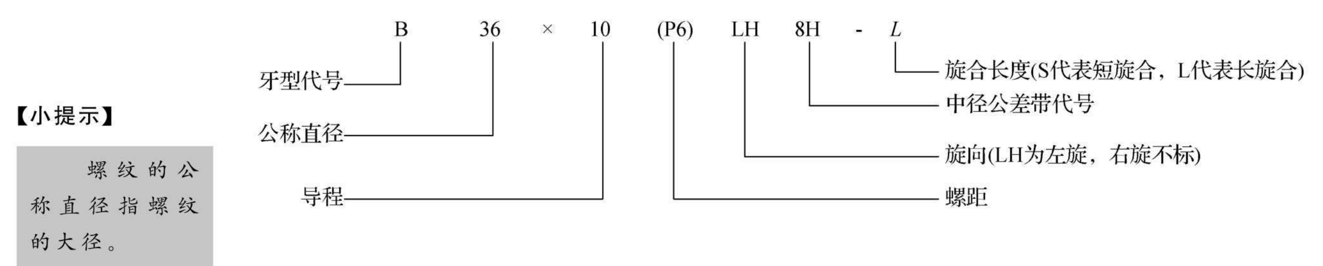
(2)管螺纹标记。管螺纹标记由特征代号(G)、尺寸代号和旋向构成，标记示例如下：



(3)梯形螺纹标记。梯形螺纹标记由特征代号、公称直径、螺距、旋向、中径公差带代号和旋合长度代号组成。标记如下：



(4)锯齿形螺纹标记。锯齿形螺纹标记由特征代号、公称直径、螺距、旋向、中径公差带代号和旋合长度代号组成。标记如下：



【小提示】

螺纹的公称直径指螺纹的大径。

3.2　螺纹副的受力分析、自锁和效率

在对螺纹副进行受力分析时，假设螺母与螺杆之间的作用力在螺纹中径圆柱的螺旋线上，并看成集中力。如果将矩形螺纹副沿中径圆柱面展开成平面，则螺母与螺杆之间的作用力就和滑块与斜面之间的作用力相同，这样空间问题就简化为平面问题。

3.2.1　矩形螺纹的受力分析

矩形螺纹牙型角为0°，牙型规整，受力分析简单方便。其他类型螺纹的受力分析可建立在矩形螺纹受力分析的基础上。

图3-6(a)为螺母和螺杆组成的矩形螺纹副。将矩形螺纹沿中径处展开成斜面，则斜面的斜角与螺纹升角 λ 相等。当滑块(螺母)沿斜面匀速上升运动时，滑块与斜面之间的受力情况如图3-6(b)所示。图中轴向载荷 F_a 为螺杆上外加轴向载荷和螺杆自重之和，水平推力 F 为旋转螺纹的切向推力，F_n 为斜面对螺母的法向反力，F_R 为法向反力 F_n 与摩擦力 fF_n(f 为表面摩擦系数)的合力。当滑块(螺母)匀速上升时，由静力平衡原理可知，轴向力 F_a、水平推力 F 与合力 F_R 之间保持一种平衡关系。图3-6(c)为滑块(螺母)沿斜面匀速下降运动时受力分析。图中 ρ 为摩擦角，由图中关系可得$\rho=\arctan(f)$。

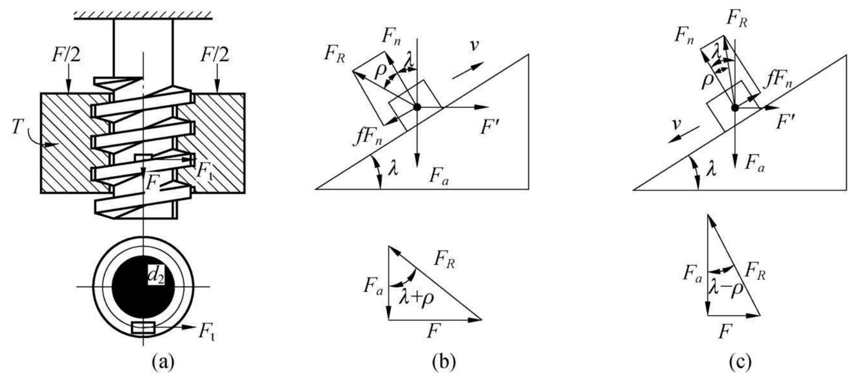


图3-6　矩形螺纹受力分析

当滑块匀速上升时(拧紧螺母)，需要的水平推力为

$$F=F_a\tan(\lambda+\rho) \tag{3-2}$$

拧紧力矩为

$$T=F_a\frac{d_2}{2}\tan(\lambda+\rho) \tag{3-3}$$

当滑块匀速下降时(放松螺母)，需要的水平推力为

$$F'=F_a\tan(\lambda-\rho) \tag{3-4}$$

维持力矩为

$$T'=F_a\frac{d_2}{2}\tan(\lambda-\rho) \tag{3-5}$$

3.2.2 梯形螺纹的受力分析

矩形螺纹没有自锁性，牙根强度弱，在实践中应用较少，工程应用较多的是梯形螺纹，因此需要将上述公式进行推广。

梯形螺纹副接触面是倾斜的螺旋面形状，对比矩形螺纹和梯形螺纹可以看出，若忽略螺纹升角的影响，在轴向载荷 F 作用下，矩形螺纹副与梯形螺纹副工作面间产生的摩擦力分别为

$$F_f=fF_n=fF \tag{3-6}$$

$$F'_f=fF'_n=f(F/\cos\beta) \tag{3-7}$$

对比上述两式，可以看出，梯形螺纹法向力比矩形螺纹大，梯形螺纹副摩擦力为

$$F'_f=fF'_n=f(F/\cos\beta)=(f/\cos\beta)F \tag{3-8}$$

式中，β 为牙型半角，令 $f_v=f/\cos\beta$，称为当量摩擦系数。$\rho_v=\arctan(f_v)$，称为当量摩擦角。

对比式(3-6)和式(3-8)还可以看出，两式形式相同，只是摩擦系数不同，因此只须用当量摩擦系数和当量摩擦角对式(3-2)至式(3-5)进行替代，便可得到梯形螺纹受力计算公式。

对梯形螺纹，当拧紧螺母时，水平推力为

$$F=F_a\tan(\lambda+\rho_v) \tag{3-9}$$

拧紧力矩为

$$T=F_a\frac{d_2}{2}\tan(\lambda+\rho_v) \tag{3-10}$$

当放松螺母时，需要的水平推力为

$$F'=F_a\tan(\lambda-\rho_v) \tag{3-11}$$

维持力矩为

$$T'=F_a\frac{d_2}{2}\tan(\lambda-\rho_v) \tag{3-12}$$

3.2.3 梯形螺纹的自锁条件

由式(3-11)可以看出，当 $\lambda>\rho_v$ 时，$F'>0$，说明滑块在重力作用下有加速下滑的趋势，F'起到阻力作用以保持滑块匀速下滑。当 $\lambda<\rho_v$ 时，$F'<0$，表明滑块在重力作用下不会自行下滑，即滑块处于自锁的安全状态，因此梯形螺纹自锁条件 $\lambda\leqslant\rho_v$。

三角形螺纹牙型半角大，所以在材料和摩擦条件相同的条件下，三角形螺纹当量摩擦系数大于梯形螺纹当量摩擦系数，这导致三角形螺纹当量摩擦角也大于梯形螺纹的当量摩擦角，因此三角形螺纹更容易保证自锁。

3.2.4 螺纹的效率

螺纹副的效率是有效功与输入功之比。如果按螺旋转动一周计算，输入功率为 $2\pi T$，此时升举滑块所做的有效功为 F_aL，因此拧紧螺旋副的效率为

$$\eta=\frac{F_aL}{2\pi T}=\frac{F_a(\pi d_2\tan\lambda)}{2\pi\left[F_a\dfrac{d_2}{2}\tan(\lambda+\rho_v)\right]}=\frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\rho_v)} \tag{3-13}$$

当 $\lambda=\rho_v$ 时，$\eta=0.5(1-\tan^2\lambda)$，由此可知，自锁螺纹效率小于 50%，这表明自锁螺纹效率较低。

3.3 螺纹连接的主要类型和标准连接件

3.3.1 螺纹连接主要类型

1. 螺栓连接

螺栓连接分为普通螺栓连接和铰制孔用螺栓连接，如图 3-7 所示。螺栓连接的方式为：在被连接件上开通孔，插入螺栓后，在另一端用螺母拧紧。普通螺栓连接特点是螺栓与通孔之间留有间隙，因此对通孔的加工精度要求不高，构造简单、拆装方便、应用广泛。普通螺栓在工作过程中主要承受轴向拉力。铰制孔用螺栓特点是螺栓与通孔之间采用基准孔的过渡配合。这种连接对连接件的位置能起到精确固定作用，但在工作过程中承受剪切和挤压。

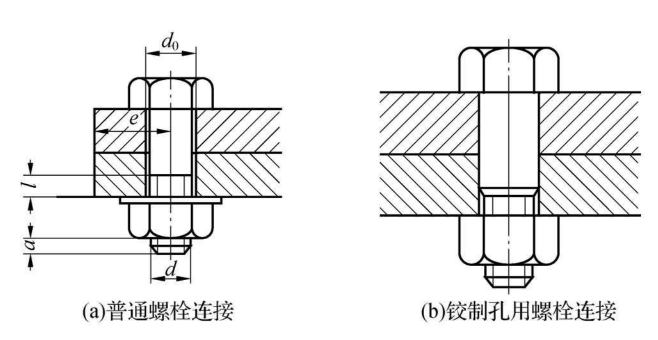


图 3-7 螺栓连接

在螺栓连接中，螺纹余留长度 l 有一定的要求。在静载荷情况下，$l\geqslant(0.3\sim0.5)d$；在变载荷情况下，$l\geqslant0.75d$；在冲击载荷或弯曲载荷情况下，$l\geqslant d$；如果采用铰制孔用螺栓连接，则 $l\approx d$。

螺纹伸出长度 $a\approx(0.2\sim0.3)d$；螺栓轴线到被连接件边缘距离 $e=d+(3\sim6)$mm；连接件通孔直径 $d_0\approx1.1d$。

2. 双头螺柱连接

双头螺柱连接如图 3-8 所示，这种连接主要用于结构上不能采用螺栓连接的场合，如被连接件太厚不宜制成通孔，材料比较软，需要经常拆装时，往往采用双头螺柱连接。拆装这些连接时，不用拆下螺柱。

3. 螺钉连接

螺钉连接是将螺钉直接旋入被连接件的螺纹孔中，省去了螺母，如图 3-9 所示。这种连接在结构上比较简单，用途等同于双头螺柱。缺点是如果经常拆装，会造成螺纹孔损伤，甚至导致被连接件报废。因此这种连接主要用于被连接件之一较厚且不需经常拆装的场合。

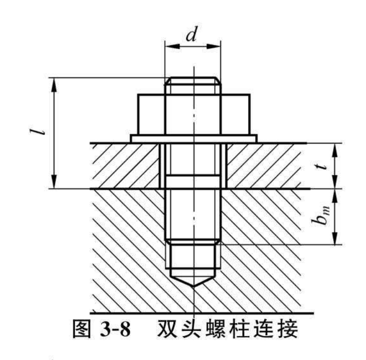


图 3-8 双头螺柱连接

注意：$l=t+0.15d+0.8d+0.3d$，b_m 由被连接材料决定。

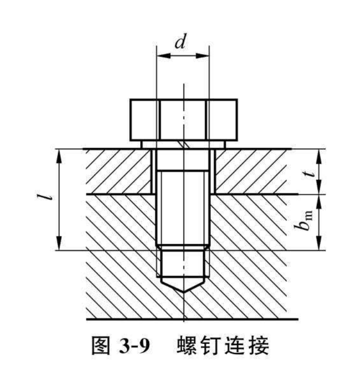


图 3-9 螺钉连接

注意：$l=t+b_m$，b_m 由被连接材料决定。

4. 紧定螺钉连接

紧定螺钉连接是用紧定螺钉拧入一被连接件上螺纹孔内，螺钉末端顶住另一零件的表面或顶入相应的凹坑中，以固定两个零件的相对位置，同时可传递不大的力或力矩。紧定螺钉多用在轴与轴上零件间的固定，如图 3-10 所示。

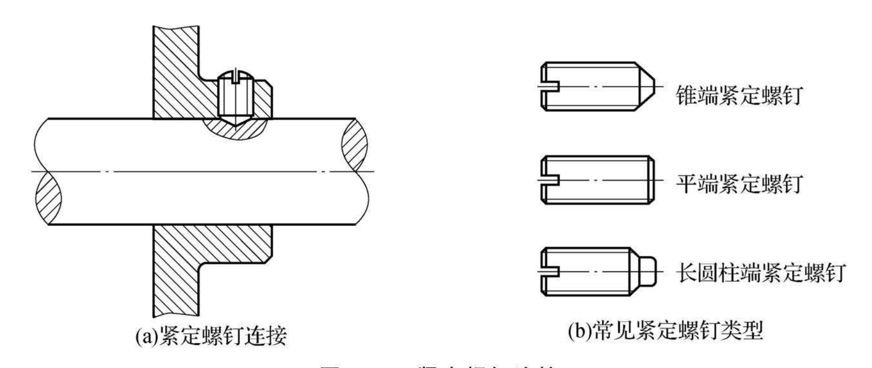


图 3-10 紧定螺钉连接

除了以上螺纹连接的主要类型外，还有一些特殊的连接，如图 3-11 所示。

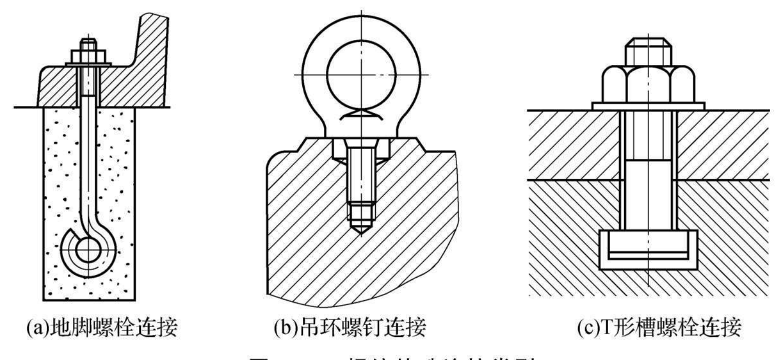


图 3-11　螺纹特殊连接类型

3.3.2　标准螺纹连接件

螺纹连接中常用的连接件有螺栓、双头螺柱、螺钉、螺母和垫圈等，如图 3-12 所示。这些零件已经标准化，在使用时，可查阅机械设计手册中的有关标准进行选用。



图 3-12　常见的标准螺纹连接件

根据《紧固件公差　螺栓、螺钉、螺柱和螺母》(GB/T 3103.1—2002)的规定，螺纹连接件分为三个精度等级，代号分别用 A、B、C 级。A 级精度公差小，精度最高，用于精确配合、防止振动等重要零件连接；B 级精度多用于受载较大且经常装拆、调整或承受变载荷的连接；C 级精度多用于一般的螺纹连接，如常用的标准螺纹连接件螺栓、螺钉等。

3.4　螺纹连接的预紧和防松

3.4.1　螺纹连接的预紧

螺纹连接在工程应用中，装配的时候一般都需要拧紧，使连接在承受工作载荷之前，预先受到力的作用，我们将这个力称作预紧力。预紧目的在于增强连接的可靠性和紧密性，防止受载后被连

接件出现缝隙和产生相对移动。预紧力的大小对螺纹连接的可靠性、强度和密封性均有很大影响。预紧力过大会导致整个连接的结构尺寸增大，也会使连接件在装配时过载被拉断。因此，为了保证连接所需要的预紧力，又不使连接件过载，对重要的螺纹连接，在装配时要控制好预紧力。

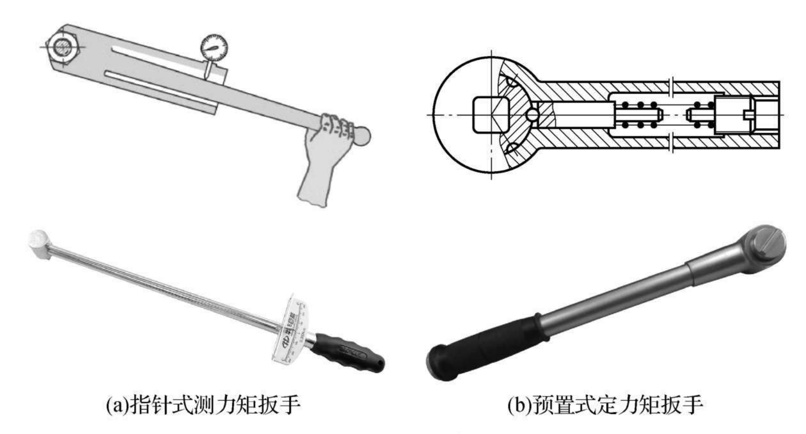
一般规定，拧紧后螺纹连接件的预紧应力不能超过其材料屈服极限 σ_s 的 80%，通常通过控制拧紧螺母时的拧紧力矩来控制预紧力大小。一般连接用的钢制螺栓连接的预紧力 F_0，按下式来确定：

$$\left.\begin{array}{ll}\text{对于螺栓材料为碳素钢：} & F_0 \leqslant (0.6 \sim 0.7)\sigma_s A \\ \text{对于螺栓材料为合金钢：} & F_0 \leqslant (0.5 \sim 0.6)\sigma_s A\end{array}\right\} \tag{3-14}$$

式中，σ_s——螺栓材料的屈服极限；

A——螺栓危险截面面积。

工程中，对预紧力的控制通常采用指针式测力矩扳手或预置式定力矩扳手，利用控制力矩的方法来控制预紧力，如图 3-13 所示。指针式测力矩扳手是根据扳手上的弹性元件，在拧紧力的作用下所产生的弹性变形来指示拧紧力矩的大小。预置式定力矩扳手是当拧紧力矩超过规定值时，弹簧被压缩，扳手卡盘与圆柱销之间产生打滑，从而控制拧紧力矩不超过规定值。一般要求不高的时候，可以采用测力矩扳手控制预紧力，而当对螺纹连接要求高的时候，就需要采用定力矩扳手来控制预紧力。



(a)指针式测力矩扳手　　(b)预置式定力矩扳手

图 3-13　力矩扳手

既然预紧力的大小是靠控制拧紧力矩来保证的，那么这里简单分析一下预紧力与力矩之间的关系。

如图 3-14 所示，转动螺母时所施加的拧紧力矩 T(由力学知识可知 $T=FL$)需要克服两个阻力矩：一个是螺旋副间的摩擦阻力矩 T_1，另一个是螺母和被连接件支撑面的摩擦阻力矩 T_2，因此

$$T = T_1 + T_2 \tag{3-15}$$

图 3-14　拧紧力矩

由前文式(3-10)可知，螺旋副间的摩擦阻力矩 T_1 为

$$T_1=F_0\frac{d_2}{2}\tan(\lambda+\rho_v) \tag{3-16}$$

研究表明，螺母和被连接件支撑面的摩擦阻力矩 T_2 为

$$T_2=\frac{1}{3}F_0 f_c\frac{D_0^3-d_0^3}{D_0^2-d_0^2} \tag{3-17}$$

式(3-17)中，f_c——螺母与支撑面之间的摩擦系数；

D_0——螺母环形支撑面外径，一般 $D_0\approx1.5d$(d 为螺纹公称直径)，d_0 为螺孔直径。

将式(3-16)和(3-17)代入(3-15)可得

$$T=\frac{1}{2}F_0\left[d_2\tan(\lambda+\rho_v)+\frac{2}{3}f_c\frac{D_0^3-d_0^3}{D_0^2-d_0^2}\right] \tag{3-18}$$

对于常用的M10～M64粗牙螺纹，查得其基本参数后，并取 $f_c=f_v\approx0.15$，代入式(3-18)，整理可得

$$T\approx0.2F_0 d \tag{3-19}$$

对于一定公称直径 d 的螺栓，在给定预紧力 F_0 的情况下，可按式(3-19)确定扳手拧紧力矩。当用小直径螺栓装配时，应施加较小的拧紧力矩，否则会将螺栓拉断。对于重要的螺纹连接，如果没有采用控制力矩的措施，不宜采用M12以下的螺栓。

3.4.2　螺纹连接的防松

螺纹连接常用三角形螺纹，在静载荷作用下，连接螺纹的螺旋升角较小，能满足自锁条件。此外，拧紧以后螺栓和螺母头部支撑面上的摩擦力也有防松作用，所以在静载荷作用下或者温度变化不大的情况下，螺纹连接不会自动松脱。但在冲击、振动和变载荷作用下，螺旋副间的摩擦力可能减小或消失，这种现象多次重复后，就会发生连接松脱。高温条件下的螺纹连接，由于温度变形差异，也可能会发生松脱。一旦出现松脱问题，轻则会影响机器的正常运转，严重的话会造成事故，因此在设计时必须考虑采取有效的防松措施。

防松的根本问题在于防止螺旋副在受载时发生相对运动。防松的方法，按工作原理分为摩擦防松、机械防松以及铆冲焊接防松等。

(1)摩擦防松

摩擦防松有以下四种防松措施。

①弹簧垫圈。如图3-15(a)所示，螺母拧紧后，靠垫圈压平而产生的弹性反力使旋合螺纹间压紧。同时垫圈斜口的尖端抵住螺母与被连接件的支撑面也有防松作用。由于垫圈的弹力不均，在冲击、振动工作条件下，防松效果较差，所以一般用于不重要的连接。

②对顶螺母。如图3-15(b)所示，两螺母对顶拧紧后，使旋合螺纹间受到附加压力和摩擦力的作用。工作载荷发生变动时，摩擦力仍然存在。这种结构简单，可用于低速重载场合。

③自锁螺母。如图3-15(c)所示，螺母一端做成非圆形收口或开缝后径向收口，当螺母拧紧后，收口膨胀，利用收口的弹力使旋合螺纹间压紧。这种结构简单，防松可靠，可多次装拆而不降低防松性能。

④尼龙圈锁紧螺母。如图 3-15(d)所示，螺母中嵌有尼龙圈，拧紧后尼龙圈内孔被胀大，箍紧螺栓。

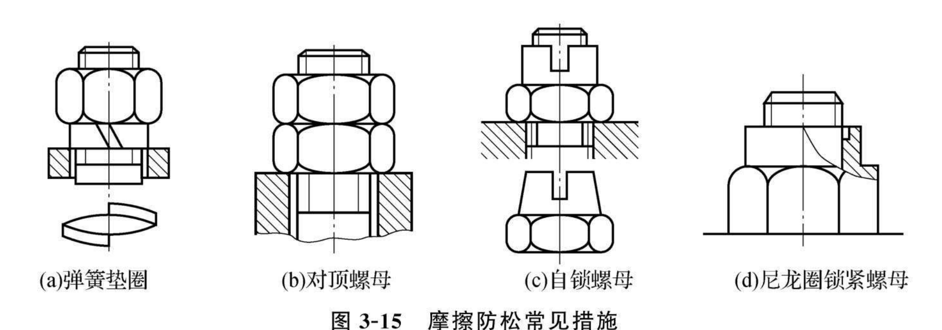

(a)弹簧垫圈　(b)对顶螺母　(c)自锁螺母　(d)尼龙圈锁紧螺母

图 3-15　摩擦防松常见措施

(2)机械防松

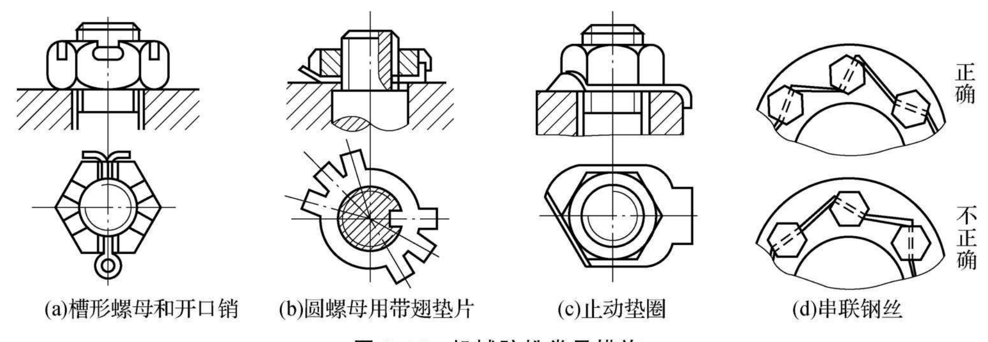
机械防松也有四种措施。

①槽形螺母和开口销。如图 3-16(a)所示，槽形螺母拧紧后，将开口销穿入螺栓尾部小孔和螺母的槽内，并将开口销尾部掰开与螺母侧面贴紧。这种防松措施适用于较大冲击、振动的高速机械中运动部件的连接。

②圆螺母用带翅垫片。如图 3-16(b)所示，使垫片内翅嵌入螺栓槽内，拧紧螺母后将垫片外翅之一折嵌入螺母的一个槽内。

③止动垫圈。如图 3-16(c)所示，螺母拧紧后，将单耳或双耳止动垫圈分别向螺母和被连接件的侧面折弯贴紧，即可将螺母锁紧。如果两个螺母需要双联锁紧时，可采用双联止动垫圈，使两个螺母相互制动。

④串联钢丝。如图 3-16(d)所示，利用金属钢丝使一组螺钉头部相互制约，当有松动时，金属丝更加拉紧。使用时必须注意钢丝的穿入方向。这种防松方法适用于螺钉组连接，防松可靠，但是不便于拆装。



(a)槽形螺母和开口销　(b)圆螺母用带翅垫片　(c)止动垫圈　(d)串联钢丝

图 3-16　机械防松常见措施

(3)铆冲焊接防松

螺母拧紧后把螺栓末端伸出部分铆死或焊死，或利用冲头在螺栓末端与螺母旋合缝处打冲，利用冲点防松，如图 3-17 所示。这种防松方法可靠，但拆卸后连接件不能重复使用。

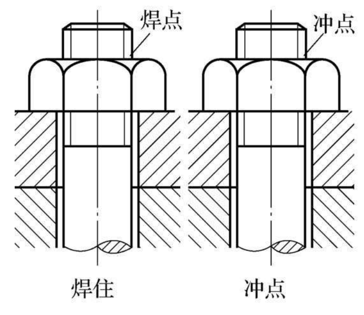


图 3-17　铆冲和焊接防松

3.5　螺栓组连接的受力分析

在工程实际中，螺栓常成组使用，组成螺栓组连接。在对螺栓组连接受力分析时，为了便于计算分析，常做出一些假设，如螺栓组内各个螺栓的材料、长度、直径和预紧力都相同，螺栓组几何中心与连接面形心重合，受载后连接面仍为平面，螺栓变形属于弹性变形，并且在弹性限度范围内工作。

对螺栓组连接进行受力分析，目的就是根据螺栓连接的结构和受载情况，找出受力最大的螺栓，确定受力性质，对其进行受力分析及强度计算。

根据受载情况，下面主要针对四种情况进行受力分析。

1. 受横向载荷的螺栓组连接

图 3-18 为一个由四个连接螺栓组成的受横向载荷 F_{Σ} 的螺栓组连接。横向载荷作用线与螺栓轴线垂直，并且通过螺栓组中心。图 3-18(a)为普通螺栓组连接，即螺栓杆与连接孔之间存在间隙，这种连接依靠预紧后在连接结合面产生摩擦力抵抗横向载荷；图 3-18(b)为铰制孔螺栓组连接，这种连接依靠螺栓杆受剪切和挤压来抵抗横向载荷。

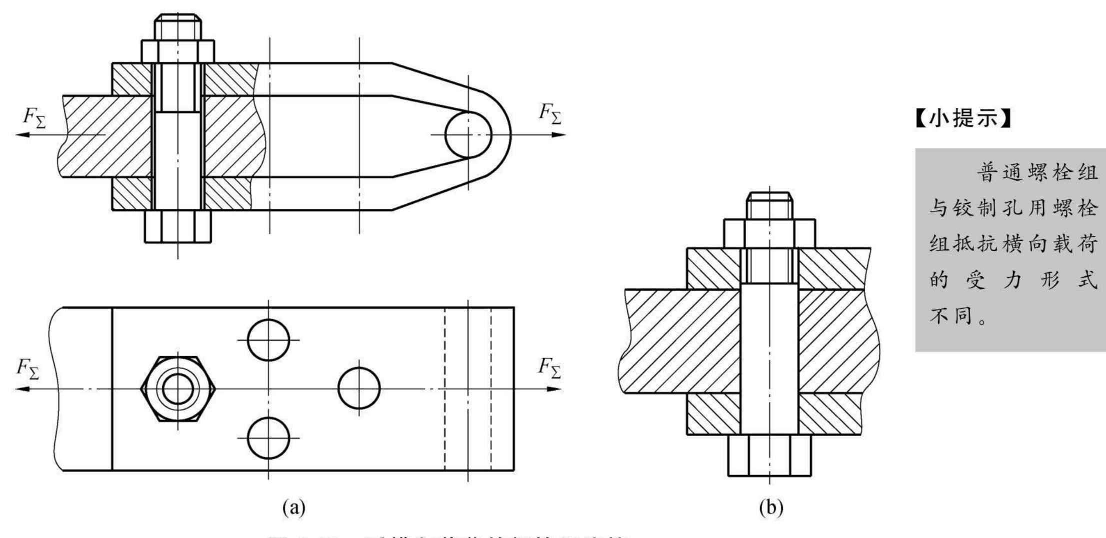


图 3-18　受横向载荷的螺栓组连接

【小提示】

普通螺栓组与铰制孔用螺栓组抵抗横向载荷的受力形式不同。

对于普通螺栓组连接，假设单个螺栓预紧力为 F_0，螺栓数目为 n，则其平衡条件为

$$fF_0nk \geqslant K_sF_{\sum} \tag{3-20}$$

由式(3-20)可得

$$F_0 \geqslant \frac{K_sF_{\sum}}{fnk} \tag{3-21}$$

式中，f——接合面摩擦系数；

k——接合面数目；

K_s——防滑系数，一般 $K_s=1.1\sim1.3$。

对于铰制孔螺栓组连接，主要受剪切作用，单个螺栓横向工作剪切力为

$$F=\frac{F_{\sum}}{n} \tag{3-22}$$

由式(3-21)和式(3-22)计算出 F_0 和 F 后便可进行强度计算。

2. 受轴向载荷的螺栓组连接

图 3-19 为一个受轴向总载荷 $F_{\sum}$ 的压力容器螺栓组连接，$F_{\sum}$ 的作用线与螺栓轴线相平行，并通过螺栓组对称中心。假定各个螺栓受载平均，则单个螺栓所受轴向载荷为



$$F=\frac{F_{\sum}}{n} \tag{3-23}$$

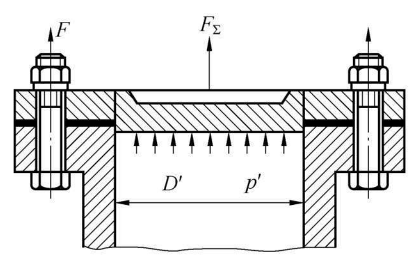


图 3-19 受轴向载荷的螺栓组连接

这里要说明的是，各个螺栓除了受轴向载荷 F 外，还受到预紧力 F_0 的作用。但是单个螺栓受到的总拉力 F_2 并不能简单认为 $F_2=F+F_0$，而是按下式计算

$$F_2=F_0+C_bF/(C_b+C_m) \tag{3-24}$$

式中，$C_b/(C_b+C_m)$称为螺栓的相对刚度。C_b 表示螺栓的刚度，C_m 表示被连接件的刚度。

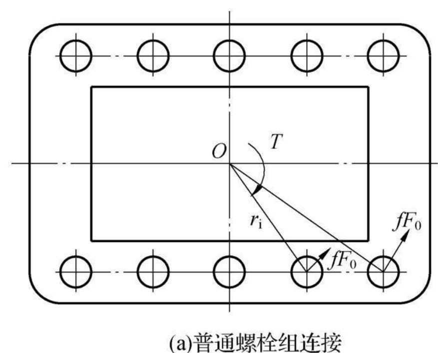
3. 受转矩的螺栓组连接

图 3-20 为受转矩 T 作用的螺栓组连接，在转矩 T 作用下，底板将绕螺栓组对称轴线转动，为防止底板转动，可以采用普通螺栓组连接，也可采用铰制孔用螺栓组连接。

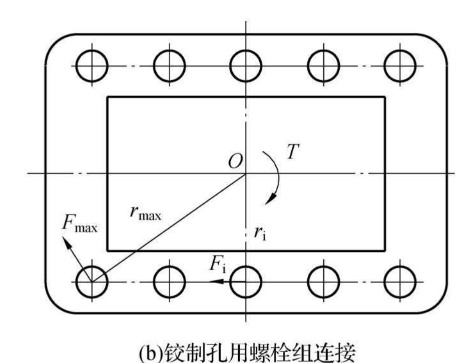
如图 3-20(a)所示，采用普通螺栓组连接时，靠预紧后接合面产生的摩擦力矩来抵抗转矩 T，假设各个螺栓预紧力均为 F_0，则各个螺栓连接处摩擦力一样。为防止接合面发生相对转动，各摩擦力应与各该螺栓的轴线到螺栓组对称中心的连线相垂直。根据力矩平衡条件，应有

$$fF_0r_1+fF_0r_2+\cdots+fF_0r_n\geqslant K_sT \tag{3-25}$$

由式(3-25)可得单个螺栓预紧力为



(a)普通螺栓组连接



(b)铰制孔用螺栓组连接

图 3-20 受转矩螺栓组连接

$$F_0 \geqslant \frac{K_s T}{f(r_1 + r_2 + \cdots + r_n)} = \frac{K_s T}{f\sum_{i=1}^{n} r_i} \tag{3-26}$$

式中，r_i——第 i 个螺栓的轴线到螺栓组对称中心的距离，其余变量定义与前文相同。

由式(3-26)求得预紧力，便可校核螺栓强度。

图 3-20(b)为采用铰制孔用螺栓连接，在转矩 T 作用下，各个螺栓受到剪切和挤压作用，各个螺栓所受的横向剪力和各螺栓轴线到螺栓组对称中心的连线相垂直。距螺栓组对称中心越远，螺栓所受剪切力越大。各个螺栓所受的剪切力 F_i 与其到螺栓组对称中心距离 r_i 成正比，因此有下式成立

$$\frac{F_{max}}{r_{max}} = \frac{F_i}{r_i} \Rightarrow F_i = F_{max}\frac{r_i}{r_{max}} \tag{3-27}$$

根据力矩平衡条件可得

$$\sum_{i=1}^{n} F_i r_i = T \tag{3-28}$$

由式(3-27)和式(3-28)可得，螺栓所受最大工作剪力为

$$F_{max} = \frac{T r_{max}}{\sum_{i=1}^{n} r_i^2} \tag{3-29}$$

由式(3-29)计算得到最大剪切应力 F_{max}，便可进行挤压强度和剪切强度校核。

4. 受倾覆力矩的螺栓组连接

图 3-21 为受倾覆力矩 M 的螺栓组连接。分析时假定底板为刚体，倾转时底板不变形仍为平面，地基与螺栓为弹性体。底板承受倾覆力矩前，螺栓受预紧力 F_0 作用，均匀地伸长。地基在各个螺栓预紧力 F_0 作用下，均匀地被压缩。

当底板受到倾覆力矩作用后，它绕轴线 $O-O$ 倾转一个角度，假定仍保持平面，此时，在轴线 $O-O$ 左侧，地基被放松，使螺栓进一步拉伸；在轴线右侧，螺栓被放松，地基进一步被压缩。当连接正常工作时，底板静止不动，此时左侧各个螺栓与右侧支撑面对底板绕轴线 $O-O$ 的反力矩之和与倾覆力矩相平衡，由此可得

$$F_1 L_1 + F_2 L_2 + \cdots + F_n L_n = M \Rightarrow \sum_{i=1}^{n} F_i L_i = M \tag{3-30}$$

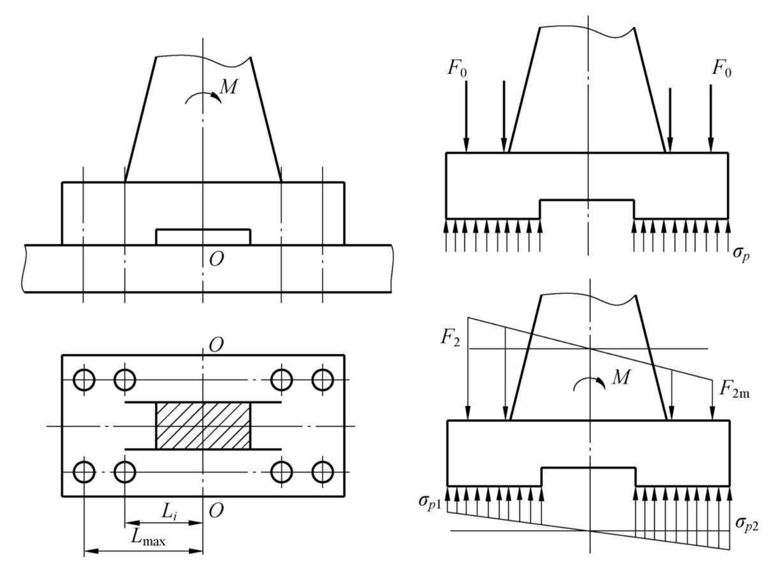


图 3-21 受倾覆力矩的螺栓组连接

式中，F_i——第 i 个螺栓受到底板的轴向作用力，L_i 为第 i 个螺栓轴线到螺栓组对称轴线的距离。

由于各个螺栓拉伸刚度相同，所以螺栓所受工作拉力 F_i 与距离 L_i 成比例，即

$$\frac{F_1}{L_1}=\frac{F_2}{L_2}=\cdots=\frac{F_n}{L_n}=\frac{F_{max}}{L_{max}} \tag{3-31}$$

由式(3-30)和式(3-31)可得

$$F_{max}=\frac{ML_{max}}{\sum_{i=1}^{n}L_i^2} \tag{3-32}$$

为了防止接合面受压最大处被压坏或受压最小处出现间隙，应该检查受载后地基接合面压力最大值不超过允许值，最小值不小于零，即

$$\begin{cases}\sigma_{p\max}=\sigma_p+\Delta\sigma_{p\max}\leqslant[\sigma_p]\\ \sigma_{p\min}=\sigma_p-\Delta\sigma_{p\max}>0\end{cases} \tag{3-33}$$

式中，$\sigma_p=nF_0/A$，表示地基接合面在受载前由预紧力产生的挤压应力，A 为接合面的有效面积，$[\sigma_p]$为地基接合面须用挤压应力(表 3-1)，$\Delta\sigma_{p\max}$表示由于加载而在地基接合面上产生的附加挤压应力的最大值。对于刚性大的地基，$\Delta\sigma_{p\max}\approx M/W$，$W$ 为接合面有效抗弯截面系数。

对于受倾覆力矩的螺栓组，受力最大螺栓总拉力为

$$F_2=F_0+C_bF_{max}/(C_b+C_m) \tag{3-34}$$

表 3-1 列举了几种连接接合面材料需用挤压应力。

表 3-1 连接接合面材料需用挤压应力

材料	钢	铸铁	混凝土	砖(水泥浆缝)	木材
$[\sigma_p]$/MPa	$0.8\sigma_s$	$(0.4\sim0.5)\sigma_B$	2.0～3.0	1.5～2.0	2.0～4.0

注意：①σ_s 为屈服极限，σ_B 为材料强度极限；②当连接接合面材料不同时，按强度较弱者选取；③连接承受静载荷时，$[\sigma_p]$应取表中较大值；承受变载荷时，应取较小值。

在实际工程中，螺栓组连接所受工作载荷比较复杂，常常是以上4种情况的不同组合，只要将复杂的组合进行分解，计算出螺栓组在这些简单情况下每个螺栓的工作载荷，然后将它们按向量叠加，便可得到每个螺栓总的工作载荷。

一般来说，对普通螺栓，可按轴向载荷或(和)倾覆力矩确定螺栓工作拉力；按横向载荷或(和)转矩确定连接所需的预紧力，然后求出螺栓总拉力。对铰制孔用螺栓，按横向载荷或(和)转矩确定螺栓工作剪力。求得受力最大的螺栓及其所受载荷后，再进行单个螺栓连接的强度计算。

【小提示】

只有首先弄清楚结合件的受力状况，才能选取合适的螺栓类型，布置螺栓组，更深一步进行强度计算。

3.6　螺栓连接的失效形式和计算准则

螺栓常常成组使用，组成螺栓组。在对螺栓组进行强度计算时，一般需要先进行受力分析，找出受载荷最大的螺栓，并对其受力性质进行分析，以便进行相应的强度计算。整个螺栓组受力情况可能比较复杂，所受载荷可能包括轴向载荷、横向载荷、弯曲力矩和转动力矩等，但是反映到单个螺栓上，受力形式主要表现为受轴向力或受横向力。据统计分析，在静载荷下螺栓很少发生破坏，但在严重过载情况下就会发生破坏，约有90%螺栓会发生疲劳破坏，并且断裂常发生在螺纹根部，即截面积最小且有应力集中的部位，也有一部分表现为螺纹的塑性变形。

螺栓连接的失效形式根据受力性质不同，失效形式也不相同。对于受轴向拉力的普通螺栓，主要失效形式是螺栓杆螺纹部分发生塑性变形或者断裂(如图3-22所示)，对其设计准则是保证螺栓的静强度或疲劳拉伸强度；对于受横向剪切力作用的铰制孔用螺栓，主要失效形式是螺栓杆和连接件孔壁贴合面出现压溃或螺栓杆被剪断，对其设计准则是保证连接的挤压强度和螺栓的剪切强度，其中连接的挤压强度对连接的可靠性起决定作用。如果螺栓经常需要拆卸，也会发生螺纹的磨损滑扣失效。



图3-22　螺纹的断裂失效

3.7　螺栓连接的强度计算

螺栓连接在过载或工作环境比较恶劣的条件下会发生失效，这要求在设计螺栓的时候要考虑到螺栓强度，因此非常有必要掌握螺栓连接的强度计算。螺栓连接强度计算的一般步骤是：首先根据螺栓连接的类型和装配情况以及载荷状态等条件，确定螺栓的受力情况；然后按相应的强度条件计算螺栓危险截面的直径并校核其强度。

3.7.1 松螺栓连接强度计算

松螺栓连接指的是螺栓连接在装配时，螺母不需要拧紧，在承受工作载荷前，螺栓不受力。这种连接一般应用在拉杆、起重吊钩机构上，如图 3-23 所示。

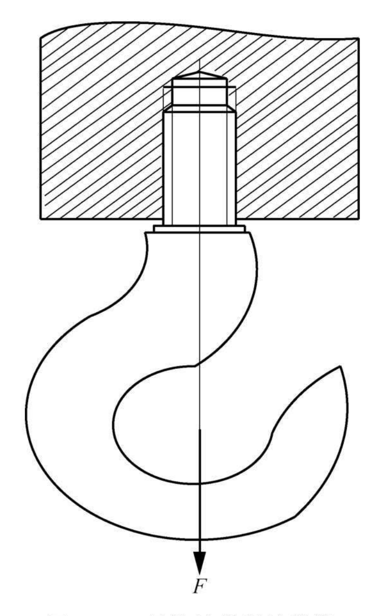


图 3-23 吊钩的松螺栓连接

当吊钩上挂有重物时，螺栓开始承受工作载荷，假设其受工作拉力为 F，螺栓的危险截面(螺纹小径 d_1 处)为 $A_1=\pi d_1^2/4$，则螺栓的强度条件为

$$\sigma=\frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\leqslant[\sigma] \tag{3-35}$$

式中，$[\sigma]$——螺栓的许用拉应力，单位 MPa。

一般对于钢制螺栓，$[\sigma]=\sigma_s/S$，σ_s 为螺栓材料的屈服极限，如表 3-2 所示，S 为安全系数。

表 3-2 螺纹连接件常用材料及力学性能

钢号	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	疲劳极限	
			弯曲 σ_{-1}/MPa	抗压 σ_{-1T}/MPa
10	340～420	210	160～220	120～150
Q215-A	340～420	220	—	—
Q235-A	410～470	240	170～220	120～160
35	540	320	220～300	170～220
45	610	360	250～340	190～250
15MnVB	1000～1200	800	—	—
40Cr	750～1000	650～900	320～440	240～340
30CrMnSi	1080～1200	900	—	—

3.7.2　紧螺栓连接强度计算

1. 仅受预紧力的紧螺栓连接

在预紧力 F_0 作用下，螺栓除受拉伸应力外，还承受螺纹摩擦力矩 T_1 的扭转而产生扭转切应力，使螺栓处于拉伸与扭转复合应力状态下。因此对于仅受预紧力作用的紧螺栓连接，在进行强度计算时，应综合考虑拉伸应力和扭转应力的作用。

在危险截面处，螺栓拉伸应力为

$$\sigma=\frac{F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \tag{3-36}$$

在危险截面处，螺栓扭转应力为

$$\tau=\frac{T_1}{W_1}=\frac{F_0\frac{d_2}{2}\tan(\lambda+\rho_v)}{\frac{\pi d_1^3}{16}}=\frac{2d_2}{d_1}\frac{F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\tan(\lambda+\rho_v) \tag{3-37}$$

对于 M10～M64 的钢制普通螺栓，取 $\rho_v=9.648°$，$d_2=(1.04\sim1.08)d_1$，$\lambda=2°52'$，可得 $\tau\approx0.5\sigma$。由于钢制螺栓是塑性的，根据第四强度理论，可求出螺栓预紧状态下的计算应力为

$$\sigma_{ca}=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}\approx\sqrt{\sigma^2+3\times(0.5\sigma)^2}\approx1.3\sigma \tag{3-38}$$

由式(3-38)可以看出，对于 M10～M64 的钢制普通螺栓，在预紧力作用下虽然承受着拉伸和扭矩的共同作用，但在计算时可以进行简化，即先按拉伸强度计算，将所受的预紧力增大 30%来考虑扭矩的影响。

当普通螺栓承受横向载荷时，有预紧力的作用，将会在接合面处产生摩擦力来抵抗横向载荷，这时，螺栓仅承受预紧力的作用，而且预紧力不受工作载荷的影响，在连接受工作载荷后仍保持不变。

螺栓危险截面的拉伸强度条件为

$$\sigma_{ca}=\frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\leqslant[\sigma] \tag{3-39}$$

这种靠摩擦力抵抗工作载荷的紧螺栓连接，要求保持较大的预紧力，因此会使螺栓尺寸增加，在外在振动、冲击或变载荷情况下，螺栓会出现松动，造成连接的可靠性降低。为了避免这些现象的发生，可以考虑用减载零件来承担横向工作载荷，以减小螺栓的预紧力及其结构尺寸。常用的减载零件如图 3-24 所示。

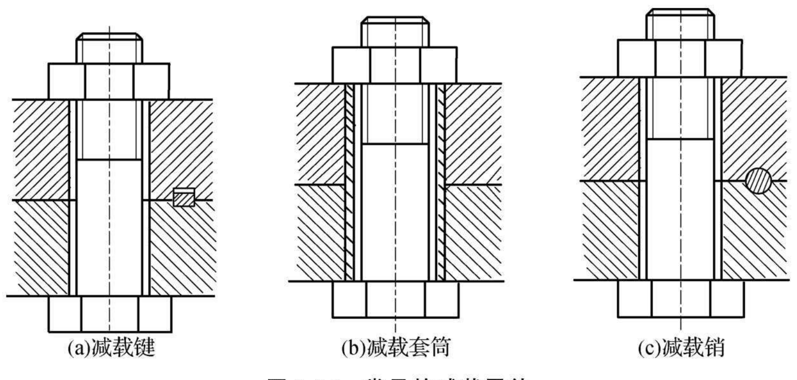


图 3-24　常见的减载零件

2. 受预紧力和工作拉力的紧螺栓连接

在紧螺栓连接中，受预紧力和工作拉力复合作用的螺栓连接比较常见。这种紧螺栓连接承受轴向拉伸作用后，受螺栓和被连接件弹性变形的影响，螺栓所受总拉力并不等于预紧力和工作拉力之和。根据理论分析，螺栓总拉力除和预紧力 F_0、工作拉力 F 有关外，还受到螺栓刚度 C_b 及被连接件刚度 C_m 的影响。因此，应当分析螺栓连接的受力和变形情况，求出螺栓总拉力。

图 3-25 给出了单个螺栓连接在承受轴向拉伸载荷前后的受力和变形情况。其中图 3-25(a)表示螺母刚好拧到和被连接件相接触，但尚未拧紧，此时螺栓和被连接件都不受力，也不变形；图 3-25(b)表示螺母拧紧但未受工作载荷，此时，螺栓受预紧力的拉伸作用；图 3-25(c)是受工作载荷时的情况，此时螺栓受预紧力及轴向载荷的共同作用。

对于图 3-25(b)，假设在预紧力作用下，螺栓拉伸量为 λ_b，相反被连接件在预紧力压缩作用下，压缩量为 λ_m。对于图 3-25(c)，当螺栓承受工作载荷后，所受拉力由 F_0 增至 F_2 而继续伸长，假设伸缩量为 $\Delta\lambda$，这样螺栓总伸长量为 $\lambda_b+\Delta\lambda$；被连接件因螺栓伸长而被放松，其压缩量随之减小。根据连接的变形协调条件，被连接件压缩变形减少量应等于螺栓拉伸变形的增加量 $\Delta\lambda$，因此总压缩量为 $\lambda'_m=\lambda_m-\Delta\lambda$，被连接件的压缩力由 F_0 减少至 F_1，将 F_1 称为残余预紧力。这样，螺栓连接受载后，总拉力等于残余预紧力与工作拉力之和。

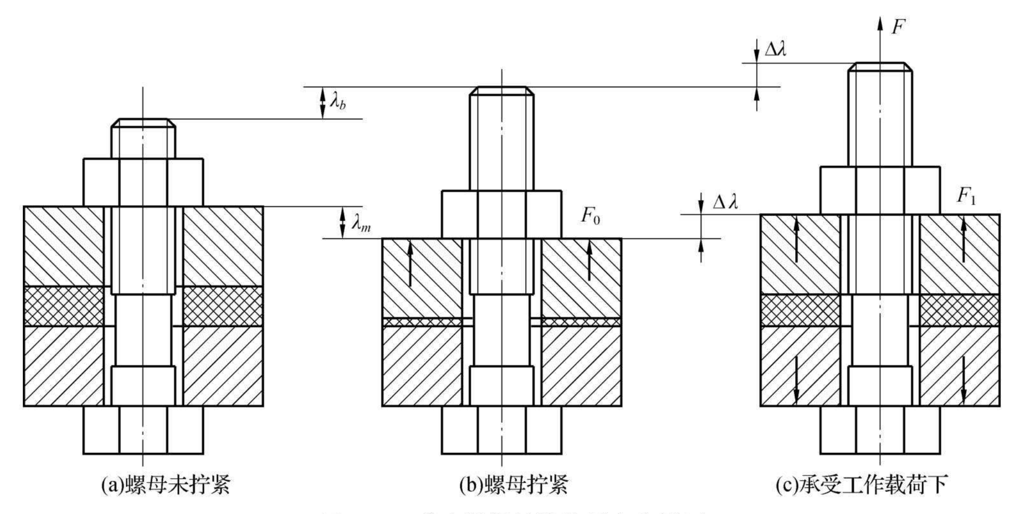


图 3-25　单个紧螺栓连接受力变形图

螺栓和被连接件的受力与变形关系，可以用线图表示，如图 3-26 所示。图中横坐标表示变形，纵坐标表示力。螺栓拉伸变形由坐标原点 O_b 向右边量起；被连接件压缩变形由坐标原点 O_m 向左边量起。图 3-26(a)和 3-26(b)分别表示螺栓和被连接件的受力与变形的关系。由图可见，在连接尚未承受工作拉力 F 时，螺栓的拉力和被连接件的压缩力都等于 F_0。为便于分析，将图 3-26(a)和 3-26(b)进行合并，可得到图 3-26(c)。

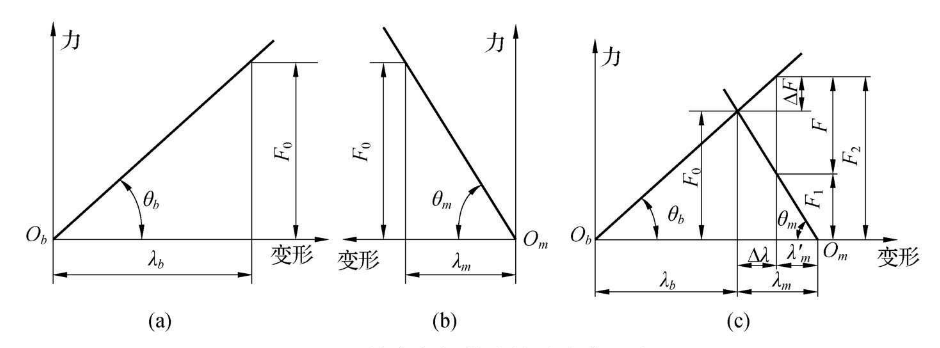


图 3-26 单个紧螺栓连接受力变形线图

通过对图 3-26 的分析可知，在承受工作载荷 F 的情况下，螺栓总拉力为

$$F_2 = F_1 + F \tag{3-40}$$

为保证连接的紧密性，即保证连接面不产生缝隙，应使 $F_1 > 0$。一般推荐：对于有密封要求的连接，$F_1 = (1.5 \sim 1.8)F$；对于一般连接，载荷稳定时，$F_1 = (0.2 \sim 0.6)F$；载荷不稳定时，$F_1 = (0.6 \sim 1.0)F$；对于地脚螺栓连接，$F_1 \geqslant F$。

由图 3-26 可得

$$\begin{cases} \tan\theta_b = \dfrac{F_0}{\lambda_b} = C_b \\ \tan\theta_m = \dfrac{F_0}{\lambda_m} = C_m \end{cases} \tag{3-41}$$

由图 3-26(c)可得

$$\left.\begin{aligned} & F_0 = F_1 + (F - \Delta F) \\ & \frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{C_b}{C_m} \end{aligned}\right\} \Rightarrow F_0 = F_1 + \frac{C_m}{C_b + C_m} F \tag{3-42}$$

所以螺栓总拉力为

$$F_2 = F_0 + \Delta F = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F \tag{3-43}$$

式中，$C_b/(C_b + C_m)$称为螺栓的相对刚度，其值与螺栓和被连接件的结构尺寸、材料及垫片、工作载荷作用位置等因素相关。一般设计时，推荐：金属垫片(或无垫片)为 0.2～0.3；皮革垫片为 0.7；铜皮石棉垫片为 0.8；橡胶垫片为 0.9。

求得螺栓总拉力 F_2 后，即可进行螺栓的强度计算。考虑到螺栓在总拉力 F_2 作用下可能需要补充拧紧，故效仿前文所述，将总拉力增加 30%以考虑扭转应力的影响。这样螺栓危险截面拉伸强度条件为

$$\sigma_{ca}=\frac{1.3F_2}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\leqslant[\sigma] \tag{3-44}$$

对于受轴向变载荷的重要连接，除按式(3-44)进行静强度计算外，还应对螺栓的疲劳强度做精确校核。

如图 3-27 所示，当工作拉力在 0～F 变化时，螺栓总拉力将在 F_0～F_2 变化。如不考虑螺纹摩擦力矩的扭转作用，则螺栓危险截面最大拉应力和最小拉应力为

【小提示】

紧螺栓连接，总拉力 $F_2\neq F_0+F$。

$$\begin{cases}\sigma_{\max}=\dfrac{F_2}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\\[2ex]\sigma_{\min}=\dfrac{F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\end{cases} \tag{3-45}$$

应力副为

$$\sigma_a=\frac{\sigma_{\max}-\sigma_{\min}}{2}=\frac{C_b}{C_b+C_m}\cdot\frac{2F}{\pi d_1^2}\leqslant[\sigma_a] \tag{3-46}$$

式中，$[\sigma_a]$为螺栓的许用应力副。对于钢制螺栓，$[\sigma_a]=\sigma_{-1tc}\varepsilon_\sigma/S_a k_\sigma$，其中，$\sigma_{-1tc}$ 为螺栓材料的对称循环拉压疲劳极限，ε_σ 为尺寸系数，k_σ 为有效应力集中系数，S_a 为应力副安全系数。

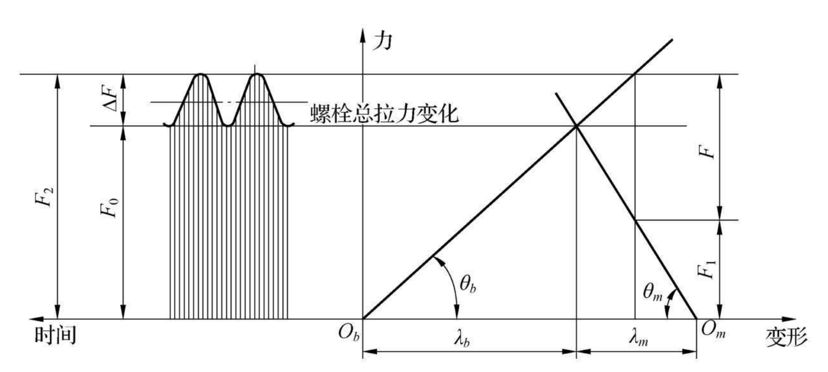


图 3-27　承受轴向变载荷的紧螺栓连接

3. 受工作剪力的紧螺栓连接

这种连接是利用铰制孔用螺栓抗剪切来承受横向载荷 F，螺栓杆与孔壁之间无间隙，接触面受到挤压作用；在连接接合面处，螺栓杆受剪切，如图 3-28 所示。因此分别按挤压和剪切强度条件来计算。

假设螺栓杆与孔壁表面上的压力分布是均匀的，又因为这种连接所受预紧力很小，所以不考虑预紧力和螺纹摩擦力矩的影响。

螺栓杆与孔壁之间挤压强度条件为

$$\sigma_p=\frac{F}{d_0 H_{\min}}\leqslant[\sigma_p] \tag{3-47}$$

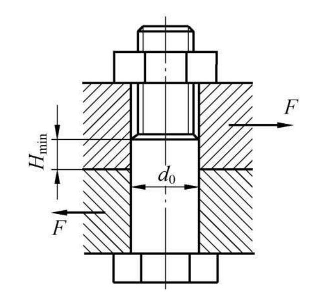


图 3-28 承受工作剪力的紧螺栓连接

【小提示】

在计算螺栓连接强度时，应首先分析螺栓的受力情况，然后依据相应的强度计算条件进行校核。

螺栓杆剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4}} \leqslant [\tau] \tag{3-48}$$

上述两式中，d_0 为螺栓剪切面的直径，H_{min} 为螺栓杆与孔壁挤压面最小高度，单位为 mm，一般 $H_{min} \geqslant 1.25d_0$；$[\sigma_p]$为螺栓或孔壁材料的许用挤压应力，$[\tau]$为螺栓材料的许用切应力。

3.8 提高螺纹连接强度的措施

这里以螺栓连接为例。螺栓连接的强度主要取决于螺栓的强度，因此，研究影响螺栓强度的因素和提高螺栓强度的措施，对提高连接的可靠性有重要意义。

影响螺栓连接强度的因素很多，主要涉及螺纹的载荷分配、应力集中、附加应力、材料、结构、制造工艺等方面。下面分析各种因素对螺栓连接强度的影响及提高强度的相应措施。

3.8.1 降低总工作载荷的变化范围

对于受变载的螺栓，当轴向工作载荷在 0～F 周期性变化时，螺栓总工作载荷 $F_{\sum}$ 在预紧力 F_0 与最大工作载荷 $F_2[F_2=F_0+C_bF/(C_b+C_m)]$之间发生周期性变化，如图 3-29 所示。

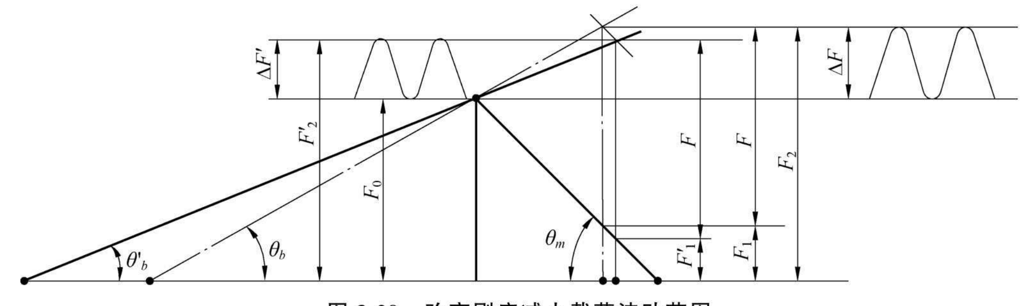


图 3-29 改变刚度减小载荷波动范围

正是这种变化载荷导致螺栓出现疲劳断裂，因此减小螺栓上的载荷变动范围，就可有效地减少疲劳失效，从而提高螺栓的疲劳强度。从理论上分析，通过减小螺栓刚度 C_b 或增大被连接件刚度 C_m 可以达到减小工作载荷 F_2 的变动范围。但是这将引起残余预紧力 F_1 的减小，导致连接紧密性不好。因此，还需要适当增加预紧力。

在工程实践中，为了减小螺栓刚度，常采用的措施有：增加螺栓长度；采用细腰螺栓或空心螺栓；螺母下安装弹性元件，如图 3-30 所示。

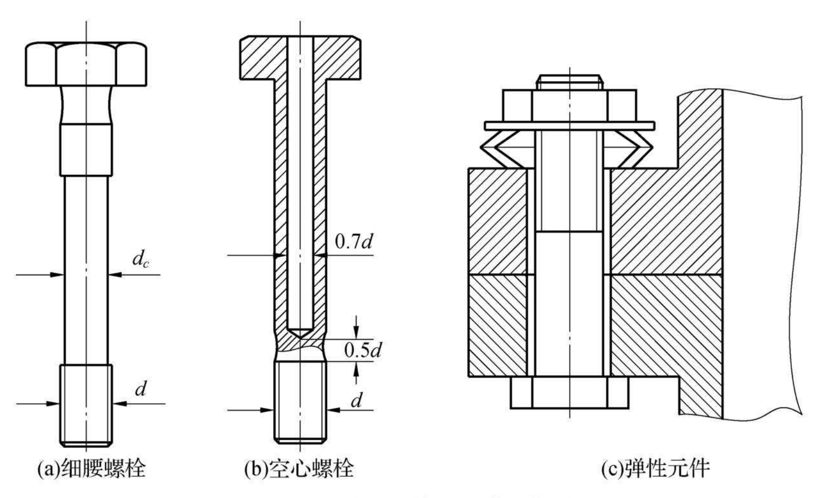


图 3-30　减小螺栓刚度常见措施

为了增大被连接件的刚度，可以不用垫片或采用刚度较大的垫片。对于对紧密型有要求的连接，可以采用 O 形密封圈代替软垫片密封结构，如图 3-31 所示。

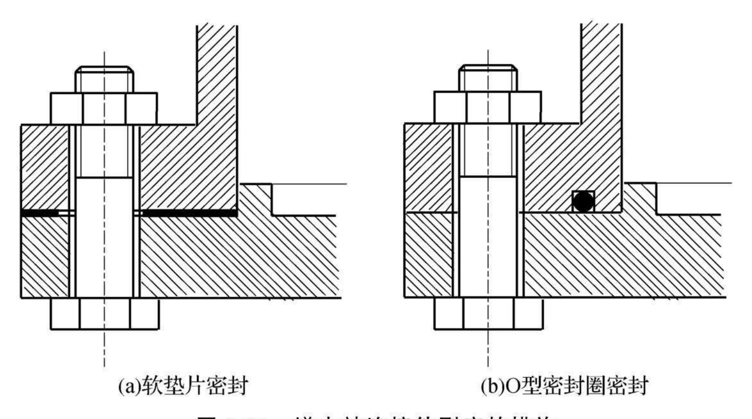


图 3-31　增大被连接件刚度的措施

3.8.2　改善螺纹牙上载荷分布

螺栓轴向受载后，被拉伸，造成螺距增大；螺母受挤压，螺距减小。因此轴向载荷在螺纹各圈间分布是不均的，如图 3-32 所示。理论分析及试验证明，从螺母支撑面开始，第一圈受载最大，以后各圈递减。约有 1/3 的载荷集中在第一圈上，第八圈以后的螺纹几乎不受载荷，因此螺母并不是越厚越好。

改善螺纹载荷分布不均匀的原则是减小螺栓与螺母之间承载时螺距的变化差。常采用的措施是采用特殊结构的均载螺母，如悬置螺母、内斜螺母、环槽螺母、环槽内斜螺母等，如图 3-33 所示。

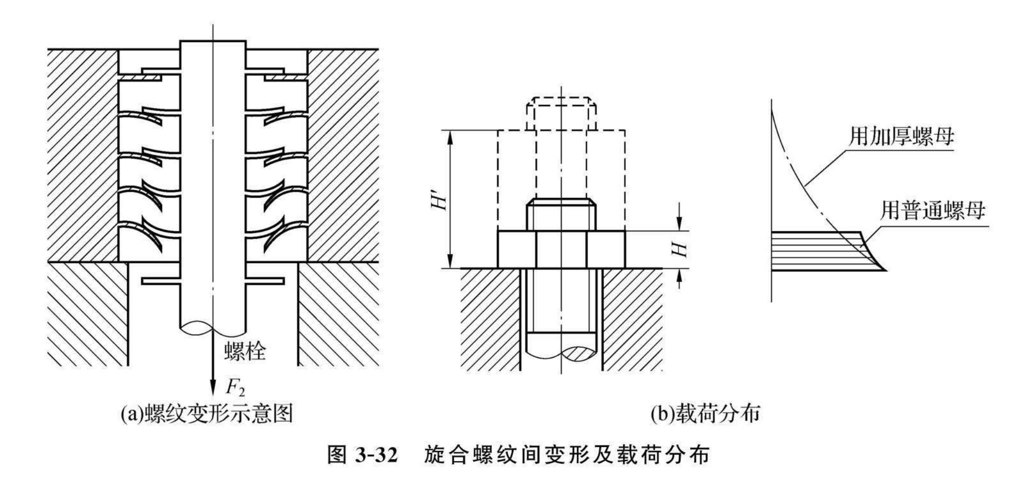


图 3-32　旋合螺纹间变形及载荷分布

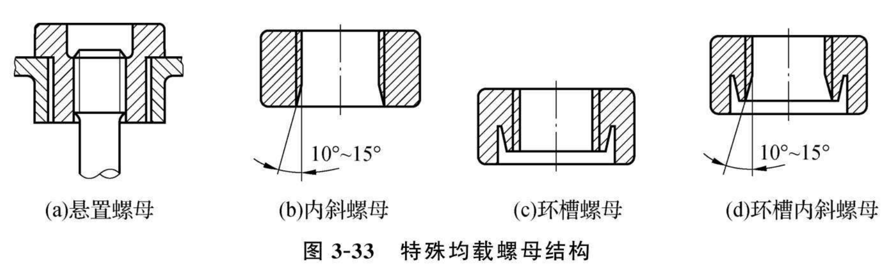


图 3-33　特殊均载螺母结构

3.8.3　减小应力集中

螺栓上螺纹、螺栓头和螺杆的过渡处以及螺栓横截面积发生变化较大的部位，是最容易产生应力集中的地方。为了减小应力集中，往往采用较大圆角过渡和卸载结构，如图 3-34 所示。

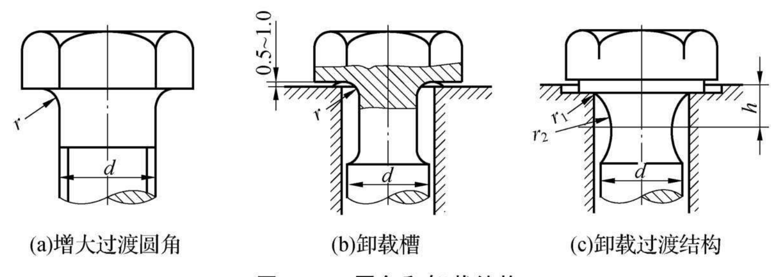
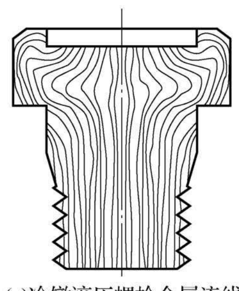


图 3-34　圆角和卸载结构

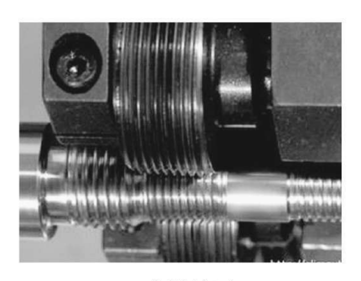
3.8.4　采用合理的制造工艺

螺栓的制造工艺对疲劳强度有着重要的影响，试验表明，采用冷镦螺栓头部和滚压螺纹的工艺方法，可以显著提高螺栓的疲劳强度。这主要是因为冷镦和滚压工艺不切断材料纤维，金属流线走向合理(图 3-35)，而且有冷作硬化的效果。滚压螺纹的疲劳强度比切削螺纹的疲劳强度高 30％～

40%，如果通过热处理后再滚压螺纹，疲劳强度可提高 70%～100%。此外还可以通过氮化、氰化及喷丸处理来提高疲劳强度。



(a)冷镦滚压螺栓金属流线



(b)螺纹滚压

图 3-35 冷镦金属流线及滚压工艺

3.9 螺栓连接设计计算实例

本节通过一个实例来介绍螺栓连接设计计算在工程中的应用。

［例 3-1］ 图 3-36 中为一固定在钢制立柱上的铸铁托架，已知总载荷 $F_{\sum}=4800$ N，其作用线与水平方向夹角为 40°，底板高 $h=340$ mm，宽 $b=150$ mm，试设计此螺栓组连接。

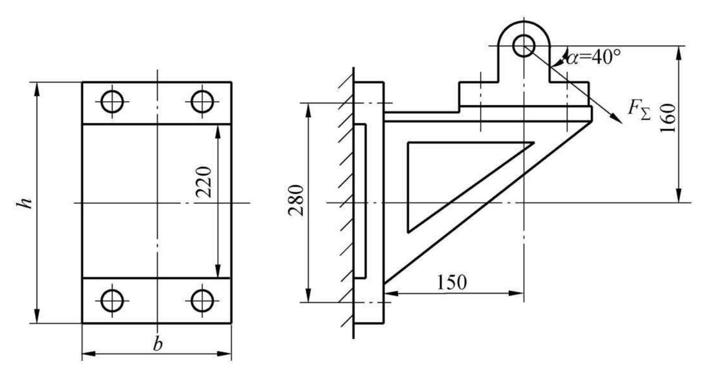


图 3-36 托架底板螺栓组连接(单位：mm)

设计步骤如下。

1. 螺栓组结构设计

取螺栓数目 $n=4$，对称布置，设计结构如图 3-36 所示。

2. 螺栓受力分析

在总载荷作用下，螺栓组受到横向力、轴向力及倾覆力矩的作用。

横向力为

$$F_h=F_{\sum}\sin\alpha=4800\ \text{N}\times\sin 40°=3085.38\ \text{N}$$

轴向力为

$$F_z=F_{\sum}\cos\alpha=4800\ \text{N}\times\cos 40°=3677.013\ \text{N}$$

倾覆力矩为

$$M = F_h \times 15 + F_z \times 16 = 105112.91 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

在倾覆力矩 M 作用下，上面两个螺栓受到拉伸作用(加载作用)，下面两个螺栓受到挤压作用(减载作用)，因此上面螺栓受力最大，最大力为

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^{n} L_i^2} = \frac{105\ 112.91 \times 14}{2 \times (14^2 + 14^2)} \text{ N} = 1877.016 \text{ N}$$

各个螺栓所受轴向工作拉力为

$$F_a = F_z / n = 3677.013 \text{ N} \div 4 = 919.253 \text{ N}$$

上面螺栓所受轴向工作载荷为

$$F = F_a + F_{\max} = 919.253 \text{ N} + 1877.016 \text{ N} = 2796.269 \text{ N}$$

在横向力作用下，底板连接接合面可能产生滑移，根据底板接合面不滑移条件

$$f(nF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m}) \geqslant K_s F_h$$

取摩擦系数 $f = 0.16$，$C_b/(C_b + C_m) = 0.2$，防滑系数 $K_s = 1.2$，则预紧力为

$$F_0 \geqslant \frac{1}{n}\left(\frac{K_s F_h}{f} + \frac{C_m}{C_b + C_m} F_z\right) = \frac{1}{4} \times \left(\frac{1.2 \times 3085.38}{0.16} + 0.8 \times 3677.013\right) \text{N} = 6520.49 \text{ N}$$

上面各个螺栓所受总拉力为

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F = 6520.49 \text{ N} + 0.2 \times 2796.269 \text{ N} = 7079.744 \text{ N}$$

3. 确定螺栓直径

选择螺栓材料为 Q235，性能等级为 4.6 的螺栓，查表可得材料屈服极限为 $\sigma_s = 240$ MPa，取安全系数为 $S = 1.5$，则螺栓材料许用应力为$[\sigma] = \sigma_s / S = 160$ MPa。

由式(3-44)可求得螺栓危险截面直径为

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_2}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 7079.744}{3.141\ 593 \times 160}} \text{ mm} = 8.56 \text{ mm}$$

按粗牙普通螺纹标准，选用公称直径 $d = 12$ mm 的螺纹(其小径为 10.106 mm，符合要求)。

4. 强度校核

连接接合面挤压应力不应超过许用应力，以防止接合面压溃，故此有

$$\sigma_{p\max} = \frac{1}{A}(nF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m} F_z) + \frac{M}{W} = 184.6 \text{ N/cm}^2 = 1.846 \text{ MPa}$$

查表得$[\sigma_p] = 125$ MPa，$\sigma_{p\max} < [\sigma_p]$，所以接合面不会被压溃。

连接接合面应保持一定预紧力，以防止托架受力时接合面有缝隙，即 $\sigma_{p\min} > 0$，$\sigma_{p\min}$ 计算如下

$$\sigma_{p\min} = \frac{1}{A}(nF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m} F_z) - \frac{M}{W} = 72.44 \text{ N/cm}^2 = 0.72 \text{ MPa} > 0$$

故接合面不会产生缝隙。

【本章要点】

（1）螺纹类型有普通螺纹、管螺纹、矩形螺纹和梯形螺纹、锯齿形螺纹等。

（2）螺纹的主要参数和螺纹的标记形式，螺纹连接的四种基本类型，螺纹连接预紧的目的及防松措施，提高螺栓强度的四种措施。

（3）螺纹的受力分析，根据受载类型，分四种情况对螺栓组进行了受力分析。

（4）螺栓连接的失效形式及相应的计算准则，对具体连接形式进行了受力分析与相应的强度计算。

课后习题

3-1 螺纹有哪些常见类型？每种类型有什么特点？

3-2 哪些类型螺纹能够自锁？自锁的原理是什么？

3-3 工程应用中绝大数螺纹都要求拧紧，预紧的目的是什么？

3-4 螺纹松脱有哪些防护措施？

3-5 承受横向工作载荷的普通螺栓组与承受轴向工作载荷的普通螺栓组在设计时有什么区别？

3-6 松螺栓连接与紧螺栓连接有什么区别？计算中应如何考虑？

3-7 螺栓连接有哪些失效形式？计算准则是什么？

3-8 提高螺纹连接强度有哪些措施？

3-9 图 3-37 为受轴向工作载荷的紧螺栓连接载荷变形图，当工作载荷为 1000 N 时，求螺栓所受总拉力及被连接件间残余预紧力。

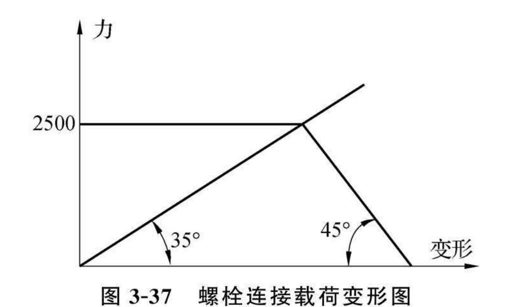


图 3-37 螺栓连接载荷变形图

3-10 两根梁用 8 个 4.8 级普通螺栓与两块钢盖板相连接，如图 3-38 所示，梁受到的拉力 $F=40$ kN，摩擦系数 $f=0.16$，控制预紧力，试确定螺栓的直径。

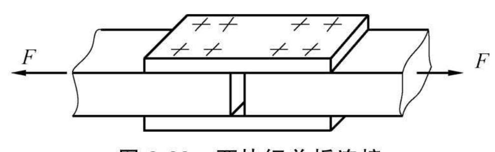


图 3-38 两块钢盖板连接

3-11　如图 3-39 所示为底板螺栓组连接受外力 $F_{\sum}$ 的作用，试分析底板螺栓组的受力情况，并判断哪个为受力最大的螺栓。为保证连接安全，须满足哪些必要条件？

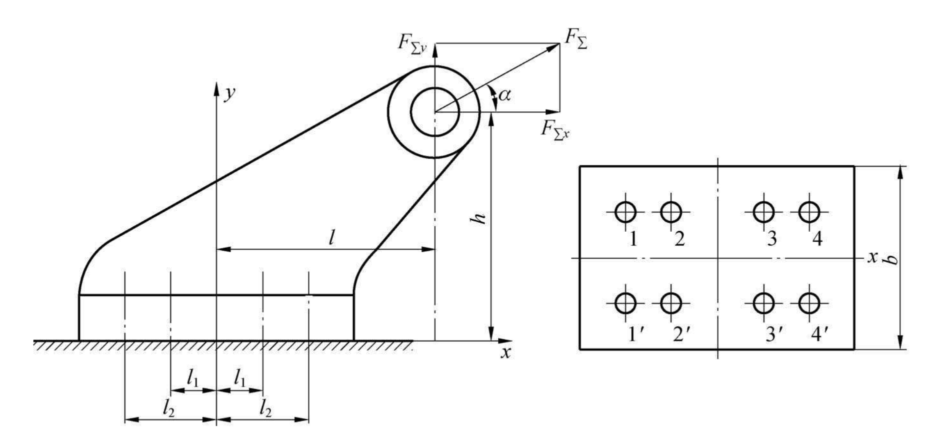


图 3-39　底板螺栓组连接

第 4 章　铆接、焊接和胶接

【学习重点】

了解铆接、焊接、胶接的工艺实现过程及注意事项；

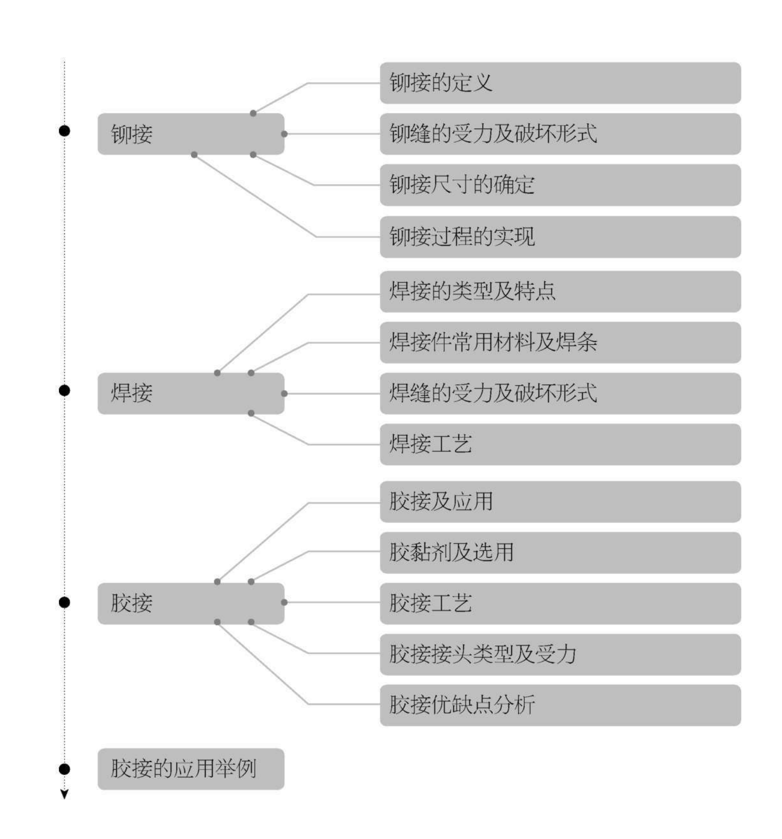
熟悉铆接、焊接、胶接的定义、类型及特点；

理解铆接、焊接、胶接的受力及破坏形式。

【学习难点】

铆接的受力分析及强度计算；

焊接的受力分析及破坏形式。

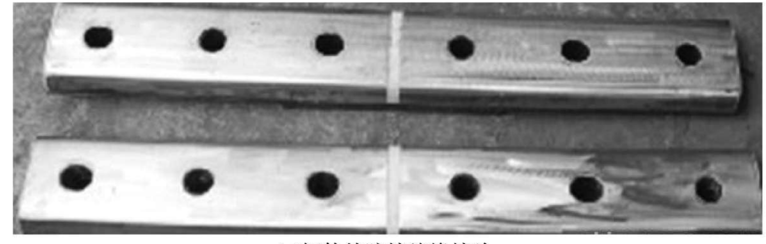


【本章导入】

在工程实践中，部件之间的连接除了可拆连接之外，还有一种是不可拆连接。不可拆连接指的是必须破坏连接件中的某一部分才能将连接件拆开，常见的有铆接、焊接及胶接等。图 4-1 为常见的不可拆连接实例。



(a)铆接　　(b)焊接



(c)钢轨的胶接绝缘接头

图 4-1　铆接、焊接和胶接实例

在飞机制造过程中，采用了哪些不可拆连接方式？假如机身采用焊接，应采用哪种焊接方式？焊缝及坡口如何设计？假如飞机蒙皮采用胶接工艺，胶接剂如何选用？胶接头如何布置？工艺如何实现？这些问题都需要我们来考虑，本章将一一为我们解答。

4.1　铆　　接

4.1.1　铆接的定义

利用铆钉将两个以上的铆接件连接在一起的不可拆连接，称为铆钉连接，简称铆接。这种工艺具有简单、连接可靠、抗振和耐冲击等优点，但是被连接件上由于制有钉孔，使强度受到较大削弱，并且结构笨重，操作劳动强度大，噪声大。在桥梁、建筑、造船以及飞机制造过程中，铆接应用广泛。

铆接件铆钉一般用棒料在锻压机上制成，一端有预制头。铆钉有实心和空心两大类，最常用的是实心铆钉连接，多用于受力大的金属零件的连接。空心铆钉一般用于受力较小的薄板或非金属零

件的连接。把铆钉插入被铆接件的重叠孔内，利用端模再制出另一端铆成头，这个过程称为铆合，一般通过气铆枪或者铆钉机完成。铆钉的类型多种多样，现在已经标准化，常用的铆钉在铆接后形式如图 4-2 所示。

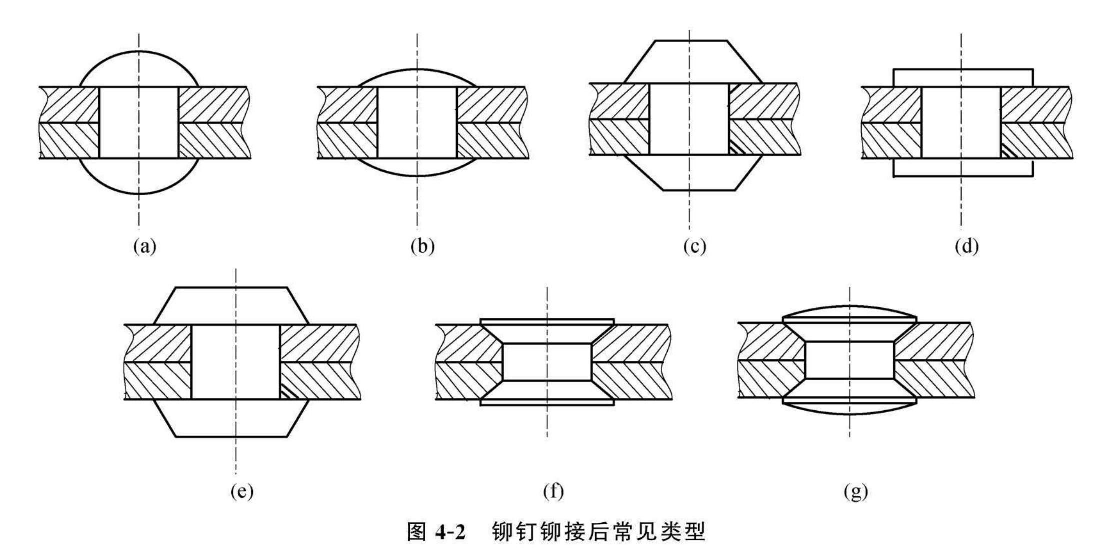


图 4-2　铆钉铆接后常见类型

4.1.2　铆缝的受力及破坏形式

铆钉和被铆件铆合部分统称为铆缝，铆缝结构样式很多，根据接头情况，可分为搭接缝和对接缝(包括单盖板对接缝和双盖板对接缝)，如图 4-3 所示；根据铆钉数量及排列，又可分为单排、双排与多排；根据铆缝性能不同，又可分为以强度为基本要求的强固铆缝(如飞机蒙皮与框架)、要求具有足够强度且有良好紧密型的强密铆缝(如蒸汽锅炉)以及仅以紧密性为基本要求的紧密铆缝(如水箱的铆缝)。

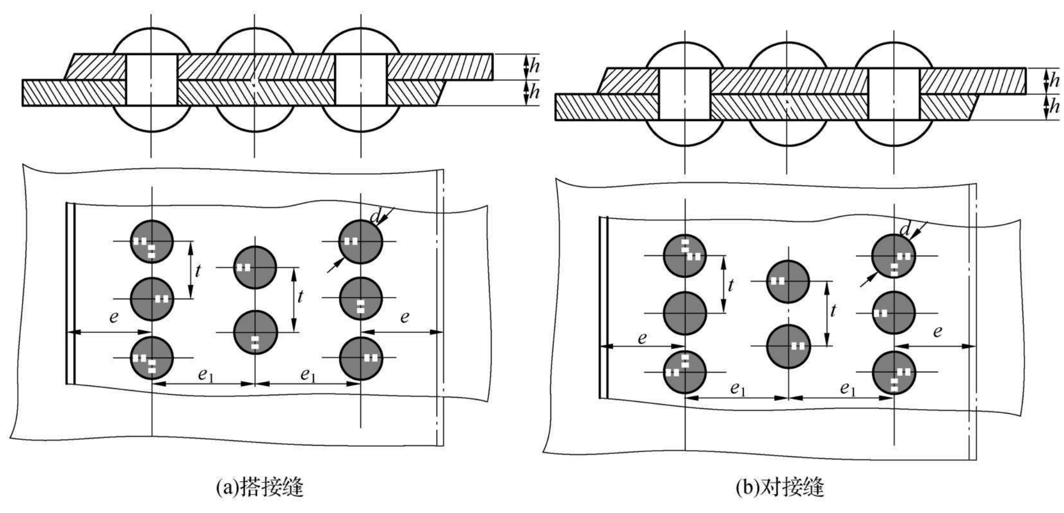


图 4-3　铆缝样式

铆缝的受力及破坏形式如图 4-4 所示。设计铆缝时，首先根据受载情况及要求，根据标准选出合适的铆缝类型及铆钉规格，然后进行铆缝的样式设计和铆钉布置，最后分析铆缝受力时可能的破坏形式，并进行必要的强度校核。

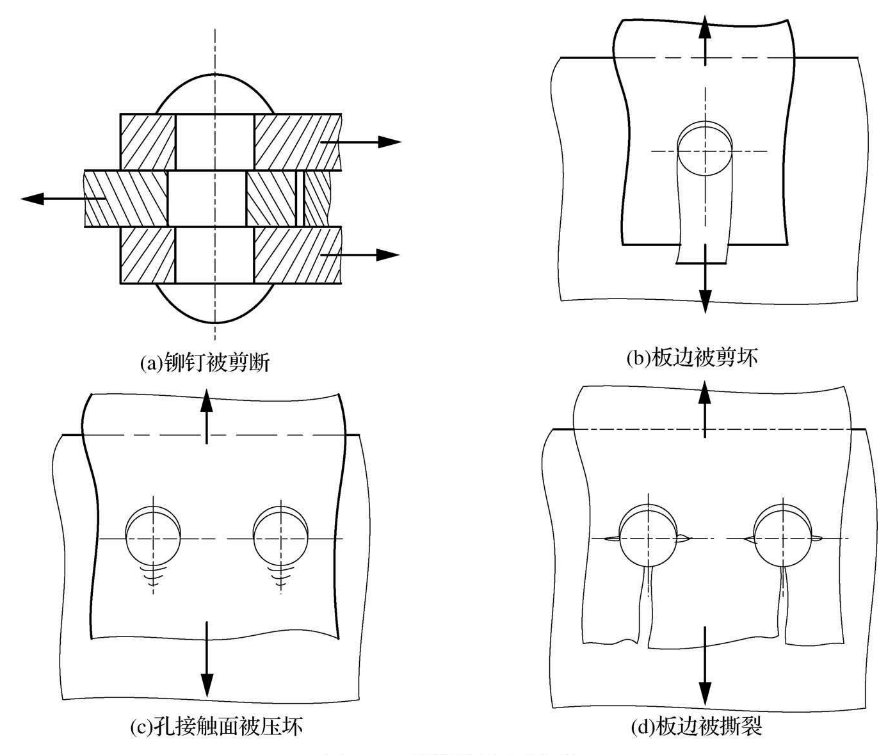


图 4-4　铆缝的破坏形式

在对铆缝进行受力分析的时候，为便于分析和计算，应做出一些假设：各个铆钉受力均等；危险截面上的拉应力或者剪应力以及工作面上的挤压应力都是均匀分布的；被铆件贴合面上无摩擦力；铆缝不受弯矩作用。

以图 4-5 所示的单排搭接铆缝为例介绍一下静强度计算过程，取图中宽度等于节距 t 的阴影部分进行计算。

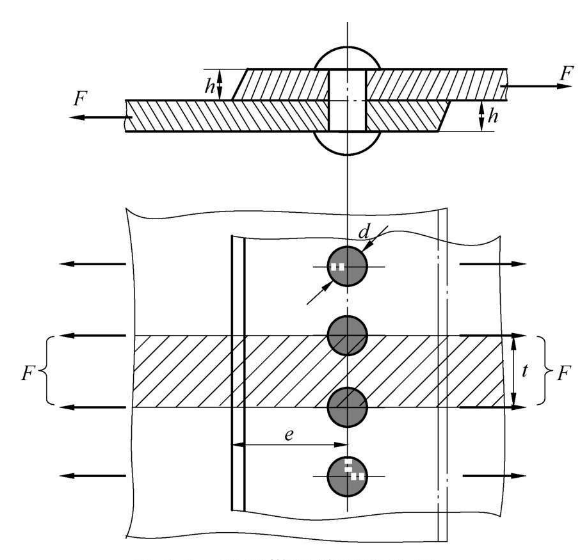


图 4-5　单排搭接缝强度分析

（1）由被铆件的拉伸强度条件可知，允许铆缝承受的静载荷为

$$F_1=(t-d)h[\sigma] \tag{4-1}$$

式中，$[\sigma]$——被铆件许用拉伸应力。

（2）由被铆件上孔壁的挤压强度条件可知，被铆件允许承受的压力为

$$F_2=dh[\sigma_p] \tag{4-2}$$

式中，$[\sigma_p]$——被铆件许用挤压应力。

(3)由铆钉的剪切强度条件可知，铆钉允许承受的横向载荷为

$$F_3 = \pi d^2 [\tau]/4 \tag{4-3}$$

式中，$[\tau]$——铆钉许用切应力。

显然，这段铆缝允许承受的静载荷应为 F_1、F_2 和 F_3 中最小者。如果令 $F_1 = F_2 = F_3$，则可求出 d、t 和 h 之间的关系，这样的设计叫作等强度设计。

如表 4-1 所示为组成强固铆缝各元件的静载许用应力。

表 4-1　组成强固铆缝各元件的静载许用应力

许用应力/MPa	元件材料		说明
	Q215	Q235，Q255	
被铆件许用应力$[\sigma]$	200	210	采用冲孔或各被铆件分开钻孔而不用样板时，$[\sigma]$和$[\sigma_p]$降低 20%；角钢单边铆接时，各许用应力降低 25%
被铆件许用挤压应力$[\sigma_p]$	400	420	
被铆件许用切应力$[\tau]$	180	180	

【小提示】

设计铆缝时，首先分析受载情况，确定铆缝类型，然后设计铆缝形式。

被铆件遭到铆钉孔削弱后的强度与完好时的强度之比称作铆缝的强度系数。上例中强度系数为

$$\mu = \frac{(t-d)h[\sigma]}{th[\sigma]} = 1 - \frac{d}{t} < 1 \tag{4-4}$$

当铆钉排数一定时，μ 的大小由 d/t 决定。当排数增多时，t 可取大些，这样 μ 可以提高，但材料增多，结构质量也增大。

4.1.3　铆接尺寸的确定

1. 铆距

铆距指的是铆钉间或铆钉与铆接件边缘的距离。铆钉并列排列时，铆钉之间的距离可取 $t \geqslant 3d$（d 为铆钉直径）；当铆钉交错排列时，铆钉对角间的距离 $t \geqslant 3.5d$；铆钉中心到铆件边缘的距离 a 与铆钉孔工艺有关，钻孔时 $a \approx 1.5d$，冲孔时 $a \approx 2.5d$。

2. 铆钉直径

铆钉直径与工件的厚度有关，工件越厚，工件间铆接力越大，铆钉强度越大，直径也越大，相反，工件越薄，工件间铆接力越小，铆钉强度越小，直径也越小。铆钉直径一般取为 $d \approx 1.8h$（h 为板厚），也可按表 4-2 选取。

表 4-2　铆钉直径的选取

板厚/mm	5～6	7～9	9.5～12.5	13～18	19～24	＞25
铆钉直径/mm	10～12	14～25	20～22	24～27	27～30	30～36

3. 铆钉长度的确定

铆钉长度等于被铆接件厚度与铆钉伸出长度之和。一般情况下，半圆头铆钉的伸出部分长度为铆钉直径的 1.25～1.5 倍；埋沉头铆钉的伸出部分长度为铆钉直径的 0.8～1.2 倍；击芯铆钉的伸出部分长度应为 2～3 mm；抽芯铆钉的伸出部分长度应为 3～6 mm。

4. 铆钉孔直径

铆钉孔直径的选取根据连接要求有所不同。孔径过小，铆钉穿插困难；孔径过大会产生铆合件松动。因此铆钉孔直径的选取应适中。在精装配合时，铆钉孔直径一般比铆钉直径大 0.1～0.5 mm，粗装配时，铆钉孔直径可以再大一些。

4.1.4 铆接过程的实现

以半圆头铆钉的铆接过程为例，如图 4-6 所示，一般的铆接步骤如下。

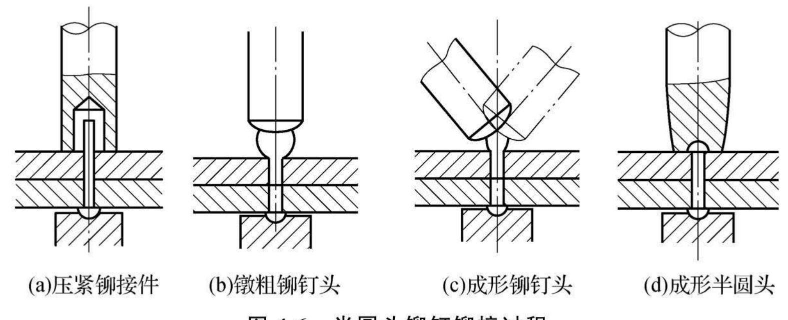


图 4-6 半圆头铆钉铆接过程

(1)将铆钉插入铆钉孔后，将顶模夹紧或置于垂直而稳固的状态，使铆钉半圆头与顶模凹圆相接，用压紧冲头把被铆接件压紧贴实。

(2)用锤子垂直打击铆钉伸出部分使其镦粗。

(3)用锤子斜着均匀捶打周边，初步形成铆钉头。

(4)用罩模铆打，并不停旋转罩模，垂直捶打，成形半圆头。

在铆接过程中应注意以下事项：

(1)铆接零件表面与钉孔要干净，钉孔对准，不得有毛刺、铁屑等，铆接零件应紧密贴合。

(2)铆接时，铆钉全长被镦粗，要填实整个铆钉孔。

(3)采用热铆时，铆钉加热温度应准确，并迅速送至工件，立即铆合。热铆的压力须持续，维持一定冷却时间，使工件牢固，紧密贴合。

(4)采用机铆时，加压的压杆中心要与铆钉同心，拉铆枪拉力方向应与铆钉杆方向一致，不可斜拉。

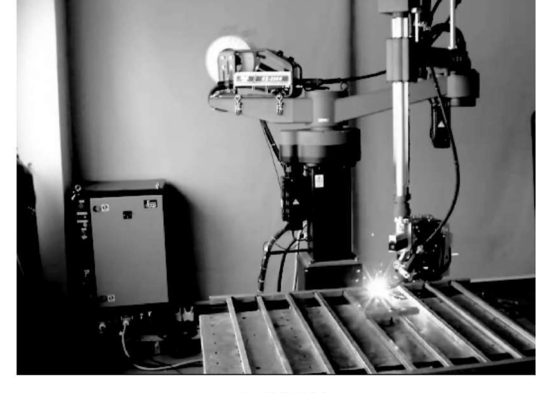
4.2 焊　　接

4.2.1 焊接的类型及特点

利用局部加热或者加压的方式将两个或两个以上分离的被连接件，通过原子的扩散与结合，使被连接件连接成一个整体的不可拆连接方式，称为焊接。一个完整的焊接设备系统需要机械装置、供电装置和控制装置三个部分，如图 4-7 所示。



(a)手持点焊机



(b)自动焊接机

图 4-7　焊接设备

焊接的能量来源有很多种，包括气体焰、电弧、激光、电子束、摩擦和超声波等。焊接应用场合非常广泛，如金属构架、容器和壳体结构的制造，巨型复杂形状零件的制造等。除了在工厂中使用外，焊接还可以在多种环境下进行，如野外、水下和太空。无论在何处，焊接都可能给操作者带来危险，所以在进行焊接时必须采取适当的防护措施。焊接给人体可能造成的伤害包括烧伤、触电、视力损害、吸入有毒气体、紫外线照射过度等。

按照工业特点，焊接可分为熔焊、压焊和钎焊三大类。

熔焊是在焊接过程中将工件接口加热至熔化状态，不加压力完成焊接的方法。熔焊时，热源将待焊两工件接口处迅速加热熔化，形成熔池。熔池随热源向前移动，冷却后形成连续焊缝而将两工件连接成为一体。常见的熔焊方法有气焊、电弧焊和电渣焊等。

压焊是在加压条件下，使两工件在固态下实现原子间结合，又称固态焊接。常用的压焊工艺是电阻对焊，当电流通过两工件的连接端时，该处因电阻很大而温度上升，当加热至塑性状态时，在轴向压力作用下连接成为一体。压焊只适用于塑性较好的金属材料的焊接。

钎焊是使用比工件熔点低的金属材料做钎料，将工件和钎料加热到高于钎料熔点、低于工件熔点的温度，利用液态钎料润湿工件，填充接口间隙并与工件实现原子间的相互扩散，从而实现焊接的方法。常见的钎焊方法有软钎焊和硬钎焊。

与铆接相比，焊接有许多优点，如连接性能好，具有较好的机械性能、密封性、导电性、耐腐蚀性、耐磨性等；省料省工成本低，生产周期短，重量轻；可以简化工艺，以小拼大，以简单拼复杂。因此焊接工艺在航空、船舶、车辆、建筑及国防等工业部门得到广泛应用。但是焊接也存在一些缺点，如产生残余应力和变形，降低承载能力，产生的焊接缺陷引起应力集中，缩短使用寿命等。

4.2.2　焊接件常用材料及焊条

焊接的金属结构常用材料为 Q215、Q235、Q255，焊接的零件则常用 Q275、15～50 碳钢以及 50Mn、50Mn2、50SiMn2 等合金钢。在焊接中，广泛地使用各种型材、板材和管材。焊条种类很多，可查阅相关标准或手册进行选取。

常用焊条型号为 E4301、E4303、E5001、E5003 等。型号中数字含义为：前两位数字表示熔敷金属的最低抗拉强度极限，如 43 表示 $\sigma_B \geqslant 43\,\mathrm{kgf/mm^3} \approx 420\ \mathrm{MPa}$；第三位数字“0”或“1”表示适用于各种位置的焊接(平焊、立焊、仰焊、横焊)，“2”表示焊条适用于平焊及平角焊，“4”表示焊条适用于向下立焊；第四位数字表示药皮类型及焊接电源；第三位和第四位组合使用时，01 表示钛铁矿型，03 表示钛钙型，二者电源均为交流或直流正反接。15 为低氢钠型药皮，直流反接；16 为低氢钾型药皮，交流或直流反接。

焊条牌号一般用一个大写拼音字母和三个数字表示，如 J422、J507 等。拼音字母表示焊条的大类，“J”表示结构钢焊条(碳钢焊条和普通低合金钢焊条)，“A”表示奥氏体不锈钢焊条，“Z”表示铸铁焊条等；前两位数字表示焊缝金属抗拉强度，42 表示焊缝金属抗拉强度大于或等于 420 MPa；最后一个数字表示药皮类型和电流种类，1～5 表示酸性焊条，6～7 为碱性焊条。

4.2.3　焊缝的受力及破坏形式

焊接过程中形成的接缝称为焊缝，常见的电弧焊缝形式如图 4-8 所示。

对接焊缝用于连接同一平面内的被焊件，主要用来承受作用于被焊件所在平面内的拉(压)力或弯矩，正常破坏形式是沿焊缝断裂，如图 4-9 所示。

角焊缝用于连接不同平面内的被焊件。角焊缝主要分为搭对角焊缝和正接角焊缝，如图 4-8(b)和图 4-8(c)所示。搭对角焊缝方向与受力方向垂直的叫作正焊缝；与受力方向平行的叫作侧焊缝；二者兼有的叫作混合焊缝。正焊缝通常只用来承受拉力；侧焊缝及混合焊缝可用来承受拉力或弯矩。工程实践表明，角焊缝的正常破坏形式如图 4-10 中 $A-A$，$B-B$ 所示，并且认为是剪切而破坏的。角焊缝横截面一般为等腰三角形，并取腰长 $k=h$(h 为板厚)，角焊缝的危险截面宽度为 $b_1 \approx 0.7k$。

焊缝上的应力分布非常复杂，工程上很难精确计算，一般是假设应力均匀分布，且不计残余应力条件下进行简化计算，并根据实验来确定许用应力。具体计算方法可参阅相关手册。

【小提示】

注意区分焊条的型号与牌号。

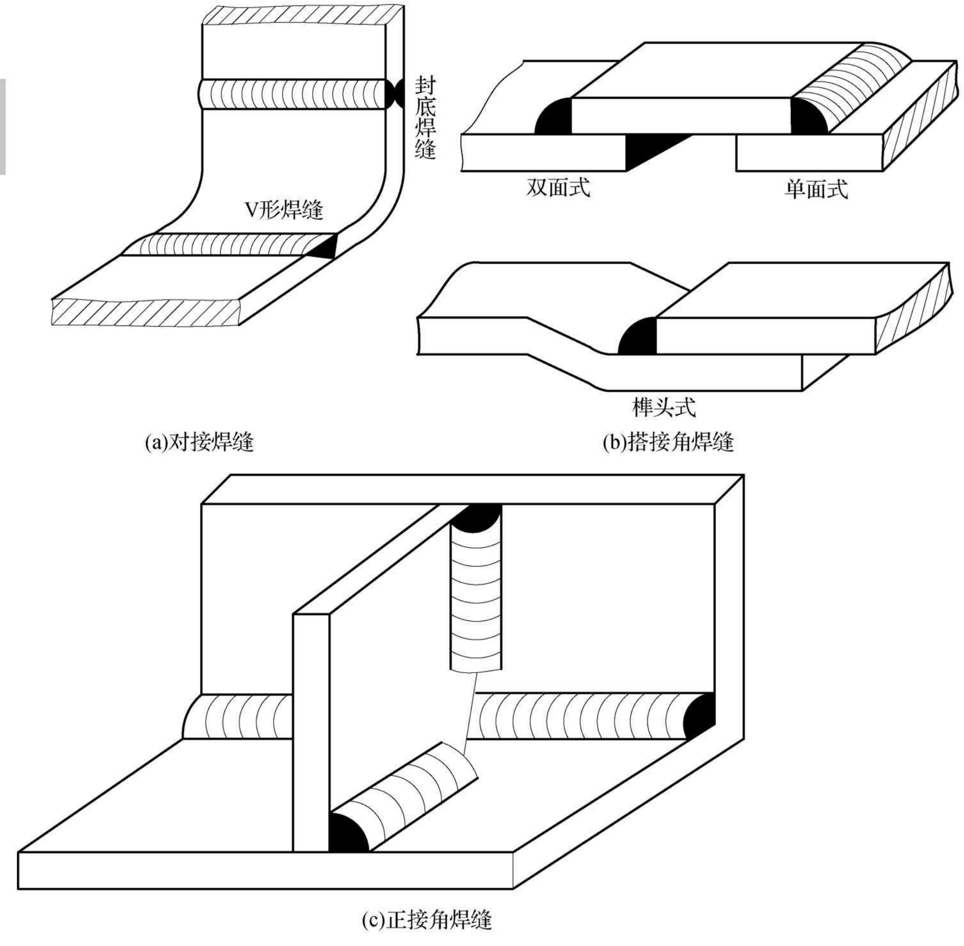


图 4-8 电弧焊缝常见形式

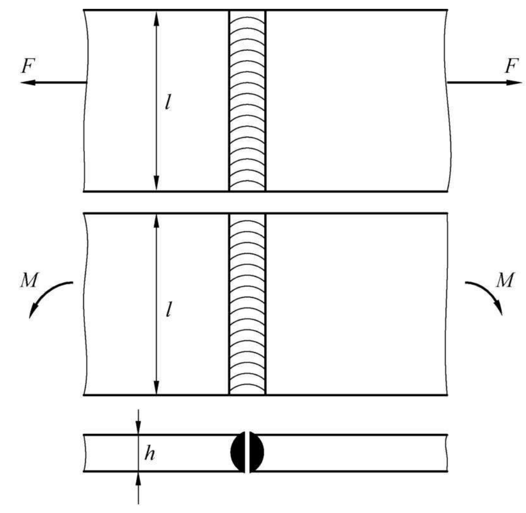


图 4-9 对接焊缝的受力及破坏形式

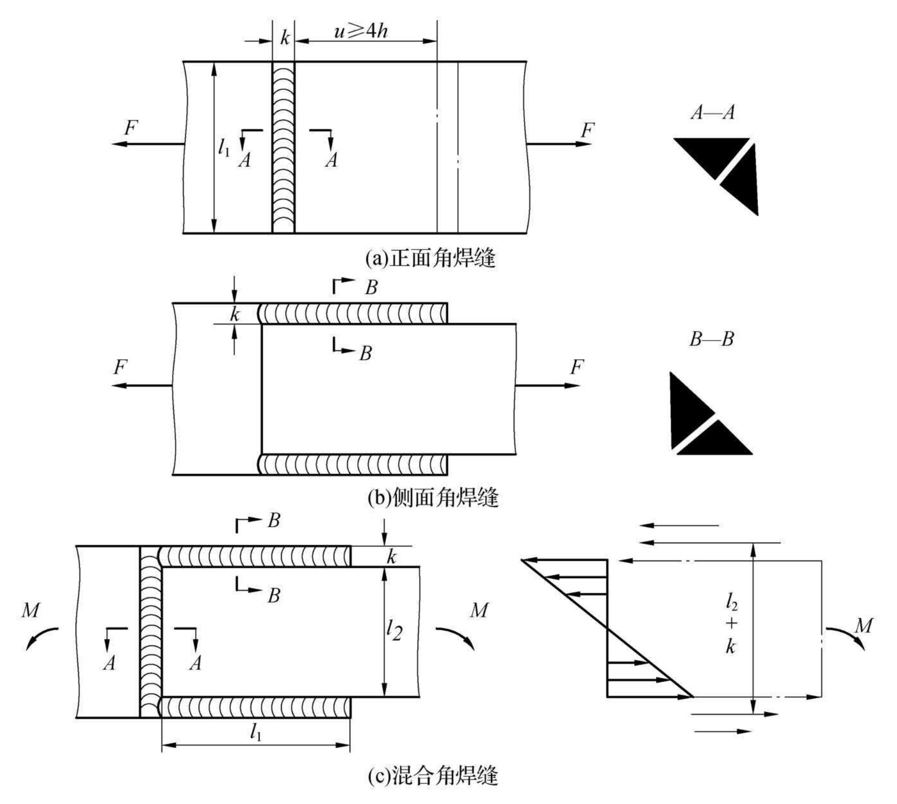


图 4-10　搭接角焊缝的受力及破坏形式

4.2.4　焊接工艺

为保证焊接质量，避免未焊透或缺焊现象，焊缝应按被焊件的厚度制成相应的坡口形式，如图 4-11 所示。焊接前，应对坡口进行清洗处理。

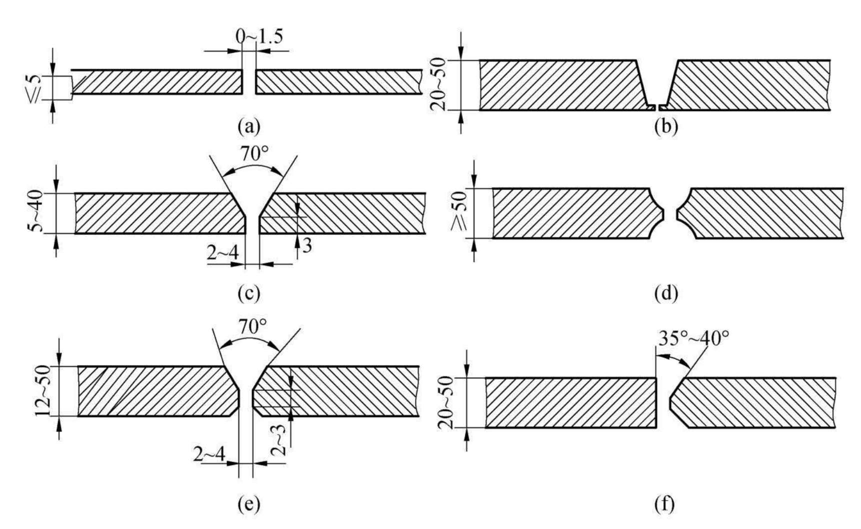


图 4-11　坡口形式及其适用的焊接件厚度

熔化金属冷却时要收缩，因此使焊缝内部产生残余应力，导致构件翘曲，这不仅影响到焊接件的精确尺寸，并且影响到焊缝的强度。因此在满足强度的情况下，焊缝的长度应按实际结构情况尽可能取得短些或分段进行焊接，应避免焊缝交叉。焊后应退火处理，以消除残余应力。此外在焊接厚度不同的对接板时，应将较厚的板件沿对接部位碾薄到较薄的厚度，以便于焊缝金属匀称熔化和承载时的力流得以平滑过渡。

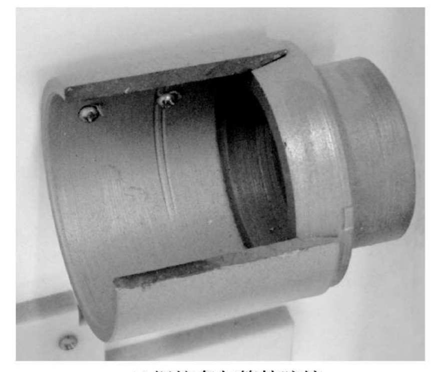
在焊接工艺上也可以采取一些有益措施，如：尽量减少焊缝及焊缝长度和截面积；在焊接顺序上，可以先焊接收缩量较大的焊缝，先焊工作时受力较大的焊缝，先焊错开的短焊缝，后焊直通的长焊缝；焊接后用圆头小锤对焊后红热的焊缝金属进行均匀适度锤击，以延伸变形，补偿收缩，同时释放应力，减小变形。

在设计焊接件时，应恰当选择母体材料及焊条；根据被焊件厚度选择接头及坡口形式；合理布置焊缝及焊缝长度；正确安排焊接工艺，消除残余应力源。对于有强度要求的重要焊接，必须按照行业规范进行焊缝尺寸的校核，并进行焊接质量检验。

4.3 胶　　接

4.3.1 胶接及应用

胶接是利用胶黏剂在一定条件下把预制的元件连接在一起，并且具有一定连接强度的不可拆连接。胶接不仅适用于同种材料，也适用于异种材料。胶接工艺简便，不需要复杂的工艺设备，胶接操作不必在高温高压下进行，因而胶接件不易产生变形，接头应力分布均匀。在通常情况下，胶接接头具有良好的密封性、电绝缘性和耐腐蚀性。目前胶接在机床、汽车、拖拉机、造船、化工、仪表、航空航天等工艺领域应用广泛。如图 4-12 所示为胶接应用实例。



(a)螺纹套与管件胶接



(b)胶接组合蜗轮

图 4-12　胶接应用实例

4.3.2　胶黏剂及选用

目前胶黏剂主要可分为三类：结构胶黏剂、非结构胶黏剂和其他胶黏剂。

结构胶黏剂在常温下的抗剪切强度一般不低于 8 MPa，经受一般高、低温或化学作用不会降低其性能，胶接件能承受较大的载荷。如环氧-酚醛胶黏剂和环氧-有机硅胶黏剂。

非结构胶黏剂在正常使用时有一定的胶接强度，但在受到高温或者重载的时候，性能迅速下降。比如聚氨酯胶黏剂和酚酞-氯丁橡胶胶黏剂。

其他胶黏剂指的是具有特殊用途的胶黏剂，如防锈、绝缘、导电、透明、超高温、超低温、耐酸，耐碱等。

在机械工程应用中，目前常用的是结构胶黏剂中的酚醛-缩醛-有机硅胶黏剂和环氧-酚醛胶黏剂。

胶黏剂主要性能是胶接强度(耐热性、耐介质性和耐老化性)、固化条件(温度、压力和保持时间)、工艺性能(涂布性、流动性和有效贮存期)以及其他特殊性能。

胶黏剂的选择原则，主要是针对胶接件的使用要求及环境条件，从胶接强度、工作温度、固化条件等方面选取胶黏剂的品种，并兼顾产品的特殊要求及工艺上的方便。此外，如对受有一般冲击、振动的产品，可选用弹性模量较小的胶黏剂；在变应力条件下工作的胶接件，应选择膨胀系数与零件材料的膨胀系数相近的胶黏剂。

4.3.3　胶接工艺

胶接基本工艺过程为：胶接件表面制备→胶黏剂的配置→涂胶→清理→固化→质量检验。

1. 胶接件胶接表面的制备

胶接件表面一般需要经过除油处理、机械处理和化学处理，以便清除表面油污及氧化层，改造表面粗糙度，使其达到最佳胶接表面状态。过高或过低都会降低胶接强度。

2. 胶黏剂配置

大多数胶黏剂是多成分的，在使用前按照规定程序和正确配方比例配置。

3. 涂胶

采用适当方法涂布胶黏剂，以保证厚薄合适、均匀无缺、无气泡等。

4. 清理

在涂胶装配后，清除胶接件上多余的胶黏剂。

5. 固化

根据胶接件的使用要求、接头形式、接头面积等，恰当选定固化条件，使胶接域固化。

6. 质量检验

对胶接产品进行 X 光、超声波探伤、放射性同位素或激光全息摄影等无损检验，以防胶接接头存在严重缺陷。

4.3.4 胶接接头类型及受力

常见的胶接接头类型如图 4-13 所示。胶接接头受力状况有拉伸、剪切、剥离与扯离等，如图 4-14所示。实践证明，胶缝的抗剪切和抗拉伸能力强，而抗剥离及抗扯离能力弱。

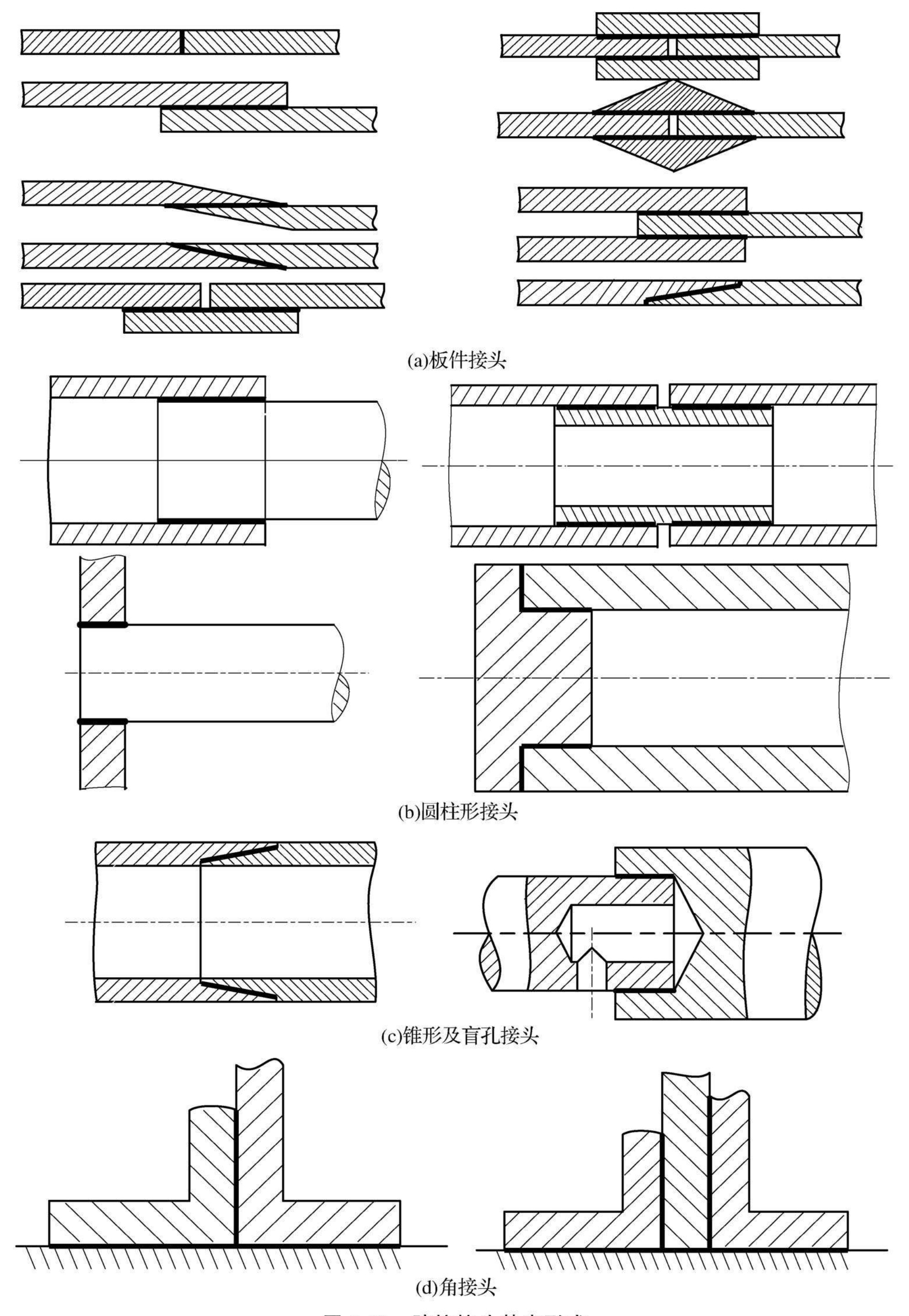


图 4-13 胶接接头基本形式

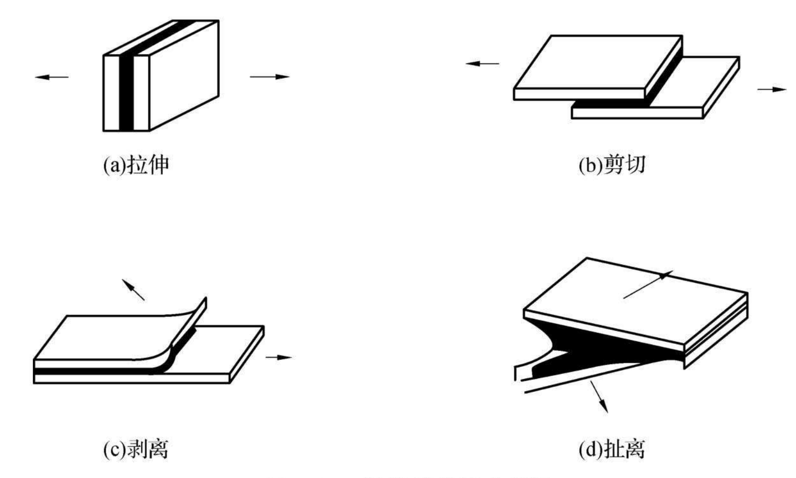


图 4-14　胶接接头受力情况

胶接接头设计要点如下：

(1)针对胶接件的工作要求正确选择胶黏剂。

(2)合理选定接头形式。

(3)恰当选取工艺参数。

(4)充分利用胶缝的承载特性，尽可能使胶缝受剪切或拉伸，避免受扯离，对剥离载荷不宜采用胶接接头。

(5)从结构上适当采取防止剥离的措施，如加装紧固元件，在边缘采用卷边和加大胶接面积等，以防止从边缘或拐角处脱缝。

(6)尽量减小胶缝处的应力集中，如将胶缝处板材端部切成斜角，或把胶黏剂和胶接件材料的膨胀系数选得很接近等。

(7)当有较大冲击振动时，应在胶接面间增加玻璃布层等缓冲减振材料等。

4.3.5　胶接优缺点分析

胶接的优点如下：

(1)能够将不同的金属或金属与非金属黏结在一起，冷却不会产生翘曲和变形。

(2)可以连接一些不易焊接的异形、复杂、微小和极薄零件。

(3)胶接接头处应力分布比较均匀，胶接胶层具有缓和冲击、消减振动的作用，使接头处疲劳强度得以提高。

(4)胶接胶层密封性能好，胶黏剂可以将两种不同金属隔开，能防止电化学腐蚀。

(5)胶接重量轻，材料利用率高，外表光整。

(6)设备简单、操作方便、无噪声、成本低。

胶接的缺点有以下几点：

(1)胶黏剂对温度变化较为敏感，工作温度过高，胶接强度随温度升高而下降。

(2)抗剥离、抗弯曲及抗冲击振动性能差。

(3)耐老化、耐酸、耐碱性能差，且不稳定。

(4)有的胶黏剂所需胶接工艺复杂。

(5)胶接件缺陷有时不易发现，目前尚无完善可靠的无损检验方法。

4.4 胶接的应用举例

在机械工业中，胶接主要用于金属和非金属的结构连接。例如，用热固化型胶黏剂胶接的汽车刹车闸。胶接还可用于设备的维修，如金属铸件的砂眼或缺陷，可用含有金属粉末的胶黏剂填补。对于承载较大的壳体，可用胶接与金属扣合、螺钉加固等机械连接相结合的方法来保证强度。胶接另一个应用是设备的密封。航空工业是胶接应用的重要部门。由于金属连接件较少，胶接结构与铆接或焊接结构相比，可使机件重量减轻20%～25%，强度比铆接提高30%～35%，疲劳强度比铆接提高10倍。

【本章要点】

(1)不可拆连接方式有铆接、焊接和胶接。

(2)铆缝和铆钉类型，焊条的标记和焊缝分类，胶黏剂的选取原则。

(3)铆缝的受力情况及破坏形式，焊缝的受力及破坏形式，胶接接头形式及受力破坏形式。

(4)铆接、焊接、胶接的工艺实现过程及改进措施。

课后习题

4-1 常用的铆合方法有哪些？各用于什么场合？

4-2 铆缝分为哪几类？

4-3 焊接分为哪几类？举例说明。

4-4 焊条牌号及型号的区别是什么？

4-5 焊缝有哪些破坏形式？

4-6 怎样改善焊接质量？简述几条工艺改进措施。

4-7 胶黏剂有哪些种类？怎么选用？

4-8 将胶接与铆接、焊接的优缺点进行对比分析。

第5章　弹　　簧

【学习重点】

了解常见弹簧的工作原理及特性线；

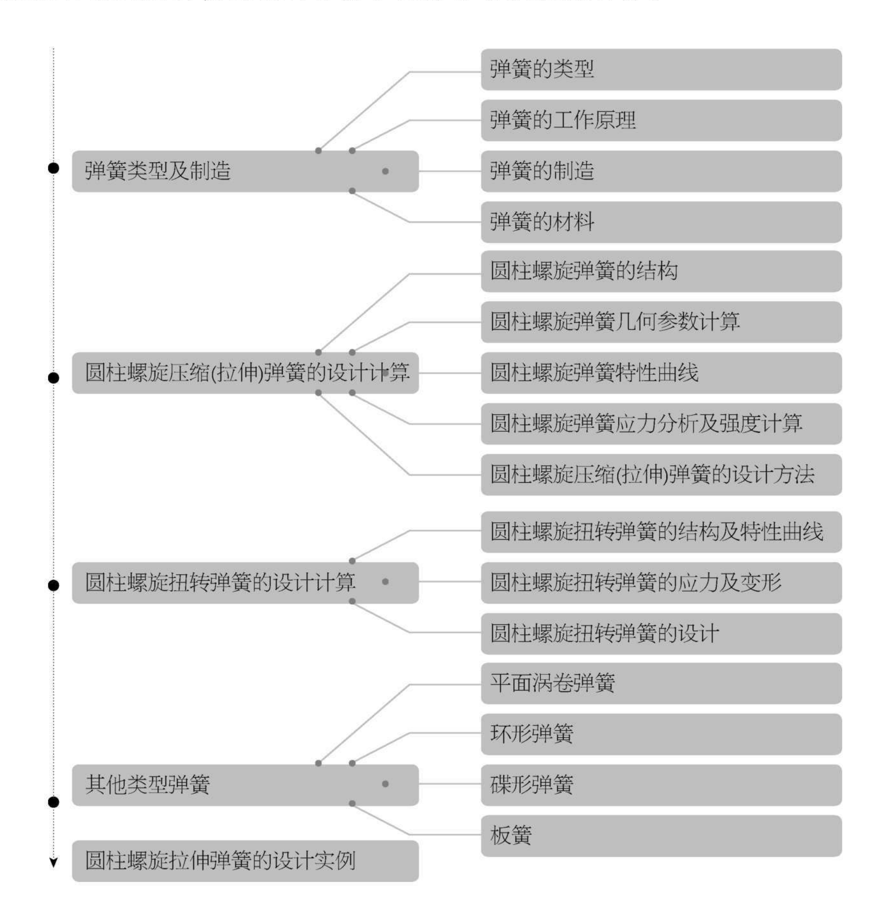
熟悉弹簧的类型、材料和制造工艺；

理解圆柱螺旋拉伸弹簧和圆柱螺旋扭转弹簧的特性曲线；

掌握圆柱螺旋扭转弹簧的应力和变形计算。

【学习难点】

圆柱形螺旋拉伸(压缩)弹簧的设计计算、应力分析及强度计算。



【本章导入】

弹簧是一种用途很广泛的弹性元件，在工作的时候能产生较大的弹性变形，利用变形和复原的过程满足实际工况需要。常用的弹簧有圆柱形螺旋弹簧、扭转弹簧、圆锥形螺旋弹簧、碟形弹簧、涡卷弹簧以及车辆上使用的弯曲板弹簧等。图 5-1 为常见的弹簧种类。



(a)圆柱拉伸弹簧　(b)扭转弹簧　(c)圆锥形弹簧　(d)涡卷弹簧　(e)碟形压缩弹簧　(f)弯曲板弹簧

图 5-1　弹簧应用实例

液压控阀是常见的工业元件，设计上应该选用哪种类型的弹簧？弹簧的材料如何？弹簧的结构、圈数、直径、长度等尺寸如何设计？当弹簧出现失稳或者失效后，应该采取怎样的防范措施？这些问题通过本章的学习可以一一得到解答。

5.1 弹簧类型及制造

5.1.1 弹簧的类型

弹簧是一种应用广泛的弹性元件，它利用材料的弹性和结构特点，通过变形和储存能量而进行工作。在载荷的作用下，它产生较大的弹性变形，将机械能转变为变形能；在恢复变形的时候，把变形能再次转换为机械能。弹簧有很多种功用：如控制机构的位置和运动；可以起到缓冲和减振的作用；可以用作测量仪器，测量力和力矩；储存和释放能量，如钟表、仪表自动控制装置中的弹簧。

根据承受载荷性质不同，可将弹簧分为螺旋拉伸弹簧、压缩弹簧、扭转弹簧和弯曲弹簧。根据外形结构，弹簧可分为螺旋弹簧、碟形弹簧、环形弹簧、涡卷弹簧和板式弹簧。

弹簧的基本参数主要包括以下几种。

(1)弹簧丝直径 d：制造弹簧的钢丝直径。

(2)弹簧外径 D_2：弹簧的最大外径。

(3)弹簧内径 D_1：弹簧的最小外径。

(4)弹簧中径 D：弹簧的平均直径，计算公式为 $D=(D_1+D_2)/2$。

(5)节距 p：除支撑圈外，弹簧相邻两圈对应点在中径上的轴向距离为节距。

(6)有效圈数 n：弹簧能保持相同节距的圈数。

(7)支撑圈数 n_2：为了使弹簧在工作时受力均匀，保证轴线垂直端面，制造时，常将弹簧两端并紧。并紧的圈数仅起支撑作用，称为支撑圈，一般有 $1.5d$、$2d$、$2.5d$，常用的是 $2d$。

(8)总圈数 n_1：有效圈数与支撑圈之和。

(9)自由高 H_0：弹簧在未受外力作用下的高度，一般为 $H_0=np+(n_2-0.5)d$。

(10)弹簧展开长度 L：绕制弹簧时所需钢丝的长度。

(11)螺旋方向：有左旋右旋之分，常用右旋，图纸没注明的一般用右旋。

(12)弹簧旋绕比：中径 D 与钢丝直径 d 之比。

5.1.2 弹簧的工作原理

1. 弹簧的特性线和刚度

表示弹簧载荷与变形量之间关系的曲线称为弹簧特性线。对于受压(或受拉)的弹簧，载荷是压力(或拉力)，变形指的是压缩量(或伸长量)；对受弯曲(扭转)的弹簧，载荷是弯矩(或扭矩)，变形指的是弹簧的弯曲(或扭转)变形量。

弹簧的刚度 k 指的是弹簧载荷变化量与变形变化量之比。对于拉伸(或压缩)弹簧，$k=\mathrm{d}F/\mathrm{d}\lambda$，$F$ 为拉力(或压力)，λ 为拉伸(或压缩)变形量；对于扭转弹簧，$k=\mathrm{d}T/\mathrm{d}\varphi$，$T$ 为扭矩，φ 为弹簧扭转角。

弹簧特性线呈直线的，刚度为一常数，称为定刚度弹簧；当特性曲线呈折线或者曲线时，刚度是变化的，称为变刚度弹簧。弹簧的刚度及特性线，对弹簧类型的选择和设计具有重要作用。

2. 弹簧的变形能

设计缓冲和减振弹簧时，需要考虑弹簧变形时所存储的能量。加载过程中弹簧所吸收的能量称为变形能，如图 5-2 中所示的 $\triangle AOB$ 的面积。对于拉伸（或压缩）弹簧，变形能为 $U=\int_0^{\lambda}F(\lambda)\mathrm{d}\lambda$；对于扭转弹簧，变形能为 $U=\int_0^{\varphi}F(\varphi)\mathrm{d}\varphi$。

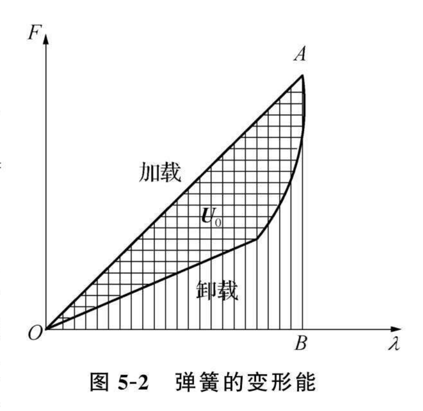


图 5-2 弹簧的变形能

弹簧的变形能与材料的疲劳极限应力、弹性模量及弹簧类型有关。弹簧在工作过程中，如果不存在阻尼和摩擦，加载和卸载特性线将重合；若存在摩擦，将因摩擦而消耗一部分能量 U_0，这样导致加载和卸载过程的特性线不重合。弹簧工作过程中因摩擦而消耗能量的现象称为阻尼作用。阻尼作用大的弹簧，吸振和缓冲能力强，U_0/U 称为阻尼系数。常用弹簧类型和特性线如图 5-3 所示。

(a)圆柱螺旋拉伸弹簧及特性线

(b)圆柱螺旋压缩弹簧及特性线

(c)圆柱螺旋扭转弹簧及特性线

(d)圆锥螺旋压缩弹簧及特性线

(e)碟形弹簧及特性线

(f)环形弹簧及特性线

(g)涡卷弹簧及特性线

(h)板式弹簧及特性线

图 5-3 常见弹簧及特性线

5.1.3 弹簧的制造

螺旋弹簧制作工序一般为卷绕→钩环制作→热处理→工艺试验及强压、喷丸强化处理。

卷绕方法分为冷卷法和热卷法。一般弹簧钢丝直径小于 8 mm 的用冷卷法，8 mm 以上的采用热卷法。冷卷法多采用经预热处理的冷拉优质碳素钢，卷成后采取低温回火消除内应力。热卷法温度根据弹簧钢丝直径的不同在 800 ℃～1000 ℃范围选择，卷成后需要淬火及回火处理。

对于重要的压缩弹簧，为了保证两端承压面垂直于轴线，应将端面圈磨平；对于拉伸及扭转弹簧，为了便于连接、加载，两端应制有挂钩或杆臂。

弹簧制作完成后，必须进行工艺试验和根据技术要求进行精度、疲劳、冲击等试验，来确保弹簧符合技术要求。为了提高弹簧的持久强度和抗冲击强度，弹簧钢丝表面必须光洁、不能有裂纹和伤痕缺陷。

为提高弹簧的承载能力，还可以在弹簧制成后进行强压处理或喷丸处理。强压处理是使弹簧在超过极限载荷作用下持续 6～48 小时，以便在弹簧丝截面的表层高应力区产生塑性变形和有益的与工作应力反向的残余应力，使弹簧在工作时的最大应力下降，从而提高弹簧的承载能力。如果采用喷丸处理，可提高弹簧承载能力的 30%～50%，使其寿命延长 2～2.5 倍。

5.1.4 弹簧的材料

为保证弹簧工作可靠，弹簧材料一般应满足：具有较高的弹性极限和疲劳极限，具有足够的韧性和塑性，具有良好的热处理性能。

常用弹簧材料有碳素弹簧钢、合金弹簧钢、不锈钢、铜合金、镍合金和弹性合金等。在选择材料时，应考虑到弹簧的用途、重要程度、使用条件以及加工、热处理和经济性因素。常用弹簧材料的性能如表 5-1 所示。

表 5-1　螺旋弹簧常用材料的弹性性能、使用温度和应用范围

标准号	标准名称	牌号	直径规格/mm	剪切模量 G/MPa	推荐使用温度/℃	性能
GB4357	碳素弹簧钢丝	25～80 40Mn～70Mn	B 级：0.08～13.0 C 级：0.08～13.0 D 级：0.08～6.0	79000	−40～130	强度高，性能好。B 级、C 级和 D 级分别用于低、中和高应力弹簧
GB4358	琴钢丝	60～80 T8MnA～T9A 60Mn～70Mn	G1 组：0.08～6.0 G2 组：0.08～6.0 F 组：2.0～5.0	79000	−40～130	强度高，韧性好。用于重要的小弹簧，G2 组较 G1 组强度高，F 组主要用于阀弹簧
GB4359	阀门用油淬火回火碳素弹簧钢丝	65Mn、70	2.0～6.0	79000	−40～150	强度高，性能好。用于内燃机阀门弹簧或类似用途弹簧

续表

标准号	标准名称	牌号	直径规格/mm	剪切模量 G/MPa	推荐使用温度/℃	性能
GB4360	油淬火回火碳素弹簧钢丝	55、60、60Mn、65、65Mn、70、70Mn、75、80	A 类、B 类 2.0～12.0	79000	−40～150	强度高，性能好。适用于普通机械用弹簧。B 类比 A 类强度高
GB4361	油淬火回火硅锰弹簧钢丝	60Si2MnA	A 类、B 类、C 类 2.0～14.0	79000	−40～200	强度高，弹性好。易脱碳，用于较高负荷的弹簧。A 类和 B 类用于一般用途的弹簧，B 类和 C 类用于汽车悬挂弹簧
GB4362	阀门用油淬火回火铬硅弹簧钢丝	55CrSi	1.6～8.0	79000	−40～250	有较强的疲劳强度，用于较高工作温度的高应力内燃机阀门

5.2 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计计算

5.2.1 圆柱螺旋弹簧的结构

1. 圆柱螺旋压缩弹簧

如图 5-4 所示，在自由状态下，各圈之间应有适当的间距 δ，以便弹簧受到压力时，产生相应的变形可能。为了使弹簧在压缩后仍能保持一定的弹性，设计时还应考虑在最大载荷作用下，各圈之间仍须保留一定间距 δ_1，一般推荐 $\delta_1=0.1d\geqslant 0.2$ mm，d 为弹簧丝的直径。

弹簧的两个端面圈应与邻圈并紧无间隙，只起到支撑作用，不参与变形，一般称为死圈。当弹簧工作圈数少于 7 圈时，弹簧每端死圈约为 0.75 圈；当圈数大于 7 圈时，每端的死圈为 1～1.75 圈。

常用弹簧端部结构形式如图 5-5 所示。其中图 5-5(a)为 YⅠ型，它的特点是两个端面圈均与邻圈并紧且磨平；图 5-5(b)为 YⅡ型，特点是加热卷绕时弹簧丝两端锻扁且邻圈并紧，端面圈可磨平，也可不磨平；图 5-5(c)为 YⅢ型，特点是两个端面圈均与邻圈并紧，但不须磨平。在重要场合应采用 YⅠ型，以保证两支承端面与弹簧轴线垂直，从而使弹簧受压时不发生歪斜。弹簧丝直径 $d\leqslant$

0.5 mm时，弹簧的量支承端面可不必磨平，$d>0.5$ mm 时，两支承端面需要磨平，且磨平部分不少于圆周长的3/4，端头厚度一般不小于 $d/8$。

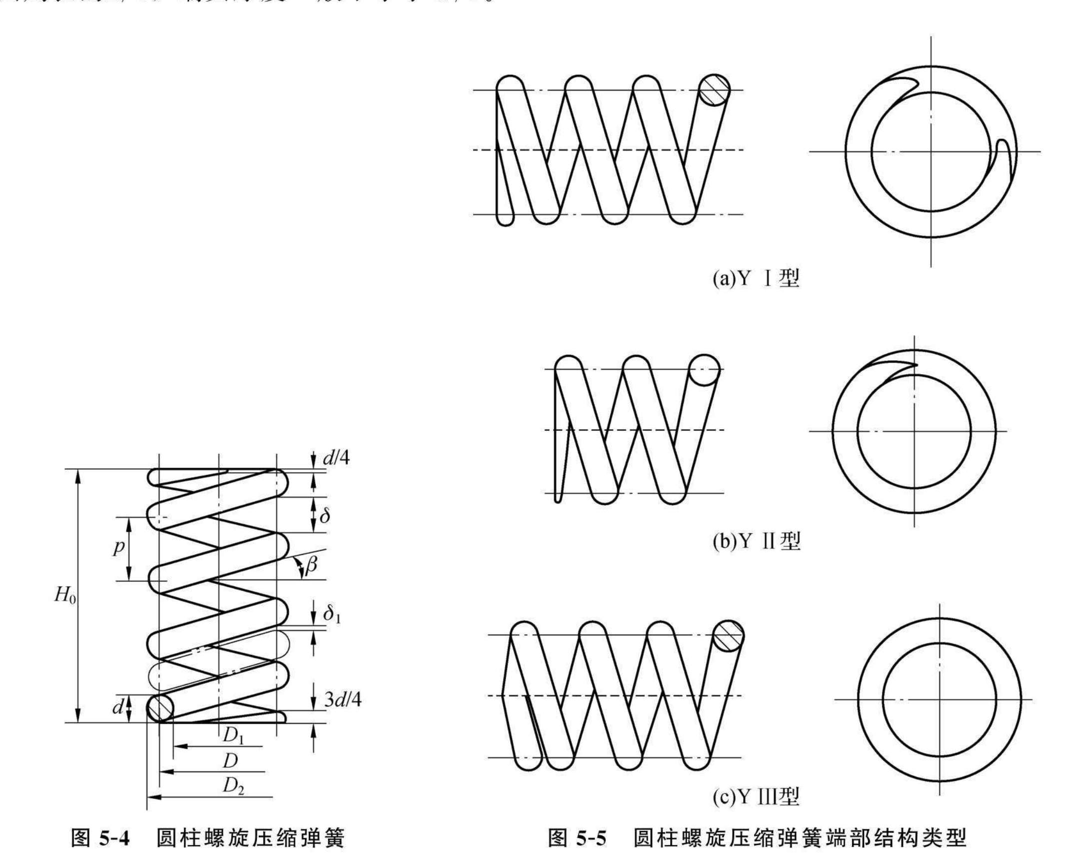


图 5-4　圆柱螺旋压缩弹簧　　图 5-5　圆柱螺旋压缩弹簧端部结构类型

2. 圆柱螺旋拉伸弹簧

图 5-6 为圆柱螺栓拉伸弹簧，在空载的时候，各圈相互并拢。为了节省轴向工作空间，并保证弹簧在空载时各圈相互压紧，常在卷绕过程中，使弹簧丝绕其本身轴线产生扭转。这样制成的弹簧一般称为有预应力的拉伸弹簧。当外加拉力大于初拉力 F_0 后，各圈才会分离，故可较无预应力的拉伸弹簧节省轴向的工作空间。拉伸弹簧端部一般制有挂钩，便于安装和加载，常见的挂钩形式如图 5-7 所示。其中 LⅠ型和 LⅡ型一般用于弹簧丝直径 $d\leqslant 10$ mm 的弹簧中，LⅦ型和 LⅧ型一般用于受力较大的场合。

5.2.2　圆柱螺旋弹簧几何参数计算

普通圆柱螺旋压缩及拉伸弹簧的几何参数计算如表 5-2 所示。

表 5-2 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧几何尺寸计算表

名称	计算公式		说明
	压缩弹簧	拉伸弹簧	
中径 D	$D=Cd$		可查手册取标准值
外径 D_2	$D_2=D+d$		
内径 D_1	$D_1=D-d$		
旋绕比 C	$C=D/d$		
自由长度 H_0	端圈磨平： $H_0\approx np+(1.5\sim2)d$ 端圈不磨平： $H_0\approx np+(3\sim3.5)d$	$H_0=nd+H_b$	H_b 为钩环轴向长度
工作长度 H_n	$H_n=H_0-\lambda_n$	$H_n=H_0+\lambda_n$	λ_n 为工作变形量
有效圈数 n	根据要求变形量计算		$n\geqslant2$
总圈数 n_1	冷卷：$n_1=n+(2\sim2.5)$ YⅡ型热卷： $n_1=n+(1.5\sim2)$	$n_1=n$	拉伸弹簧 n_1 尾数为 1/4、1/2、3/4、整圈，推荐用 1/2 圈
节距 p	$p=(0.28\sim0.5)D$	$p=d$	
轴向间距 δ	$\delta=p-d$		
展开长度 L	$L=\pi Dn_1/\cos\beta$	$L\approx\pi Dn+L_h$	L_h 为钩环展开长度
螺旋角 β	$\beta=\arctan(p/\pi D)$		压缩弹簧推荐 5°～9°

【小提示】

对于圆柱螺旋拉伸/压缩弹簧，根据受力情况设计弹簧两端结构。

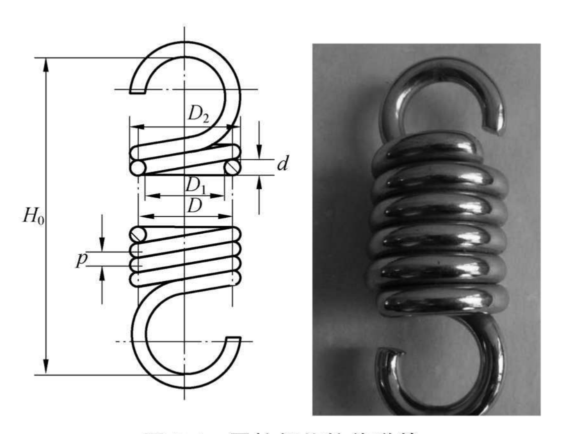


图 5-6 圆柱螺旋拉伸弹簧

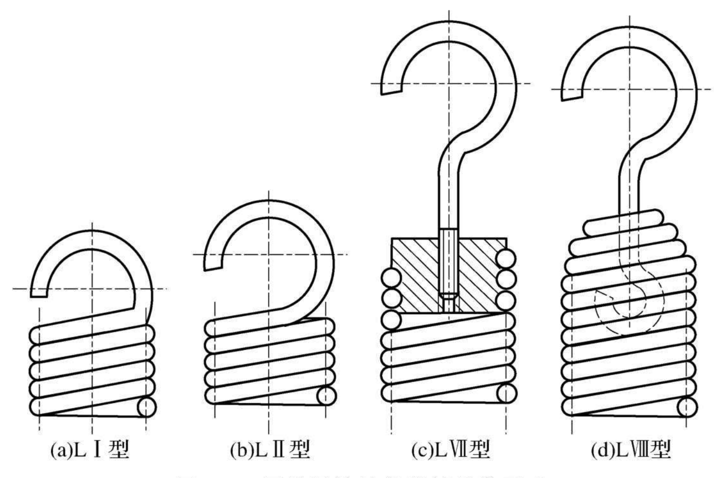


图 5-7　圆柱螺旋拉伸弹簧挂钩形式

5.2.3　圆柱螺旋弹簧特性曲线

圆柱螺旋压缩弹簧为定刚度弹簧，其特性曲线为一条直线，如图 5-8 所示，载荷与变形成正比，即

$$\frac{F_1}{\lambda_1}=\frac{F_2}{\lambda_2}=\cdots=const \tag{5-1}$$

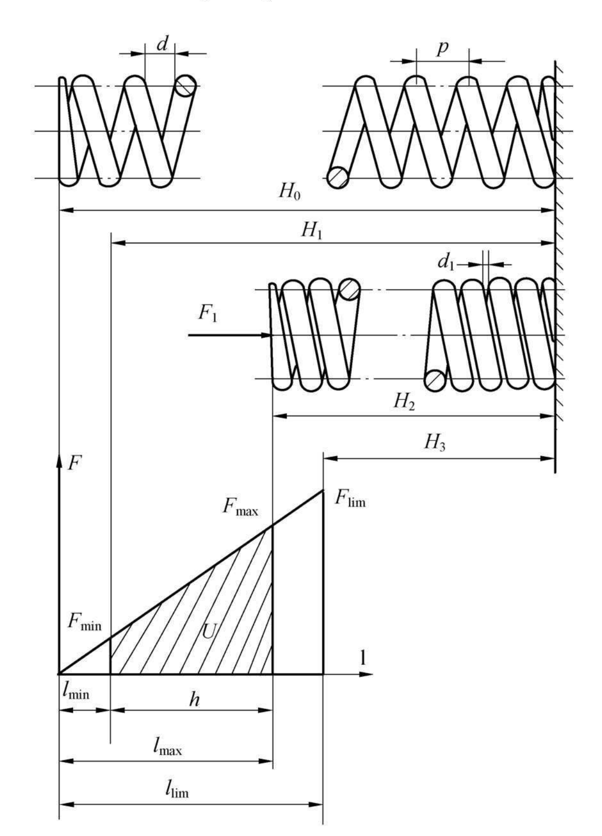


图 5-8　圆柱螺旋压缩弹簧的特性曲线

【小提示】

圆柱螺旋拉伸/压缩弹簧刚度为常数，称为定刚度弹簧。

在没有载荷的自由状态时，弹簧高度为 H_0，节距为 p，各圈间间隙为 δ。安装压缩弹簧时，通常加一预紧力 F_1 使弹簧稳定可靠地固定在预定位置上，预紧力 F_1 称为弹簧的最小载荷。弹簧受到 F_1 作用，发生相应变形 λ_1，工作高度被压缩到 H_1。F_{max}为弹簧所承受的最大工作载荷。此时，弹簧工作高度压缩到 H_2，相应变形为 λ_{max}，该时刻弹簧各圈之间仍保持 δ_1 的间隙，称为余隙。F_3 为弹簧的极限载荷，相应弹簧高度为 H_3，相应变形为 λ_3，此时，弹簧丝内应力达到了弹簧材料的屈服极限。

λ_{max}与 λ_1 之差或 H_2 与 H_1 之差称为弹簧的工作行程，用 λ_0 表示。弹簧的最小载荷取决于弹簧本身的功用，一般 $F_1=(0.1\sim0.5)F_{max}$；弹簧最大工作载荷由工作条件确定，一般为$F_{max}\leqslant0.8F_3$。

5.2.4 圆柱螺旋弹簧应力分析及强度计算

圆柱螺旋弹簧受压缩或受拉伸时，弹簧丝受力情况是完全一样的。如图 5-9 所示为圆柱螺旋压缩弹簧的受力及应力分布。

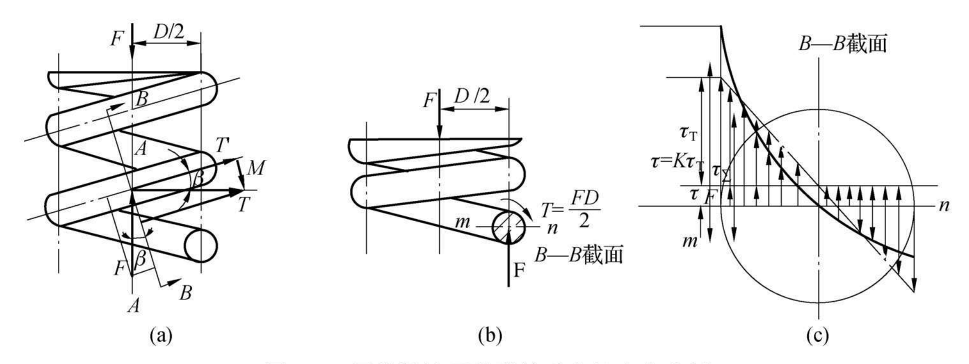


图 5-9 圆柱螺旋压缩弹簧受力及应力分析

由图 5-9(a)可知，由于弹簧丝具有升角 β，所以在通过弹簧轴线的截面上，弹簧丝截面 $A—A$ 呈椭圆形，该截面上作用着力 F 及扭矩 $T(T=FD/2)$。因而在弹簧丝法向截面 $B—B$ 上作用着横向力 $F\cos\beta$、轴向力 $F\sin\beta$ 和弯矩 $M=T\sin\beta$、扭矩 $T'=T\cos\beta$。

由于弹簧螺旋升角 β 一般取为 5°～9°，因此 $\sin\beta\approx0$，$\cos\beta\approx1$，则截面 $B—B$ 上应力为

$$\tau_{\sum}=\tau_F+\tau_T=\frac{F}{\pi D^2/4}+\frac{FD/2}{\pi D^3/16}=\frac{4F}{\pi d^2}\left(1+\frac{2D}{d}\right)=\frac{4F}{\pi d^2}(1+2C) \tag{5-2}$$

由于弹簧丝升角和曲率的影响，弹簧丝截面中应力分布如图 5-9(c)中的粗实线所示。由图可知，最大应力产生在弹簧丝截面内侧的 m 点。实践证明，弹簧断裂也由此开始。为考虑弹簧丝升角和曲率对弹簧丝中应力的影响，引入曲度系数 K，则弹簧丝内侧最大应力及强度条件为

$$\tau=K\tau_T=K\ \frac{8CF}{\pi d^2}\leqslant[\tau] \tag{5-3}$$

式中，曲度系数 $K\approx(4C-1)/(4C-4)+0.615/C$。

圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧受载后轴向变形量 λ 可按下式计算

$$\lambda=\frac{8FD^3n}{Gd^4}=\frac{8FC^3n}{Gd} \tag{5-4}$$

式中，G 为弹簧材料的切变模量。

对于压缩弹簧和无预应力的拉伸弹簧

$$\lambda_{max}=\frac{8F_{max}C^3n}{Gd} \tag{5-5}$$

对于有预应力的拉伸弹簧

$$\lambda_{max}=\frac{8(F_{max}-F_0)C^3n}{Gd} \tag{5-6}$$

式中，拉伸弹簧初拉力 F_0 取决于材料、弹簧丝直径、弹簧旋绕比和加工方法。当选取初拉力时，推荐初应力 τ'_0 取值在图 5-10 阴影区内选取。

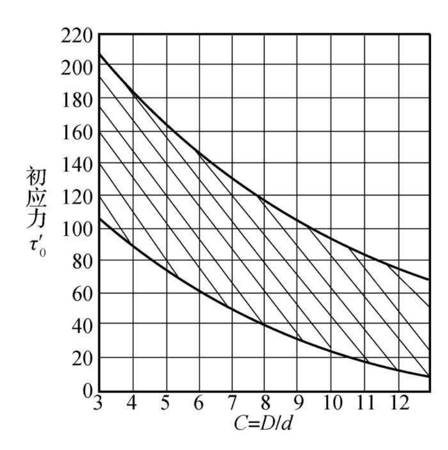


图 5-10　弹簧初应力选择范围

使弹簧产生单位变形所需的载荷 k 称为弹簧刚度，计算公式如下

$$k=\frac{F}{\lambda}=\frac{Gd}{8C^3n}=\frac{Gd^4}{8D^3n} \tag{5-7}$$

弹簧刚度用来表征弹簧性能，刚度越大，需要的力越大，则弹簧的弹力就越大。影响弹簧刚度的因素有弹簧材料剪切模量 G、弹簧丝直径 d、旋绕比 C 和弹簧有效圈数 n。其中旋绕比 C 值对弹簧刚度影响很大，所以应合理选择 C 值控制弹簧的弹力。

5.2.5　圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计方法

在对圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧进行设计时，通常是根据弹簧的最大载荷、最大变形量以及结构要求等来决定弹簧丝直径、弹簧中径、工作圈数、弹簧的螺旋升角和长度等参数。

设计步骤如下：

(1)根据工作条件选定弹簧材料，查取力学性能。

(2)选择旋绕比 C(一般 $C=5\sim8$，最小不少于 4，最大不超过 16)，计算曲度系数 K。

(3)根据安装空间初定弹簧中径 D，根据 C 值估计弹簧丝直径 d，并根据表格查取弹簧丝许用应力。

(4)试算弹簧丝直径 d'，即

$$d'\geqslant 1.6\sqrt{\frac{F_{max}KC}{[\tau]}} \tag{5-8}$$

(5)计算弹簧工作圈数 n。

对于有预应力的拉伸弹簧

$$n=\frac{Cd}{8(F_{max}-F_0)C^3}\lambda_{max} \tag{5-9}$$

对于压缩弹簧或无预应力的拉伸弹簧

$$n=\frac{Gd}{8F_{max}C^3}\lambda_{max} \tag{5-10}$$

(6)计算弹簧参数：外径 D_2、内径 D_1、自有长度 H_0，检查其是否符合安装要求。若不符合，应改变 C 值等有关参数重新设计计算。

(7)检验稳定性。对于压缩弹簧，当其长度较大时，受力后容易失去稳定性，如图 5-11(a)所示。为避免失稳现象，建议一般压缩弹簧的长细比 $b=H_0/D$ 按情况选取：当两端固定时，$b<5.3$；当一端固定，另一端自由转动时，$b<3.7$；当两端自由转动时，$b<2.6$。

当 b 大于上述数值时，还要进行稳定性验算，要满足

$$F_c=C_u k H_0>F_{max} \tag{5-11}$$

式中，F_c——稳定时的临界载荷；

C_u——不稳定系数，可查图 5-12 获得。

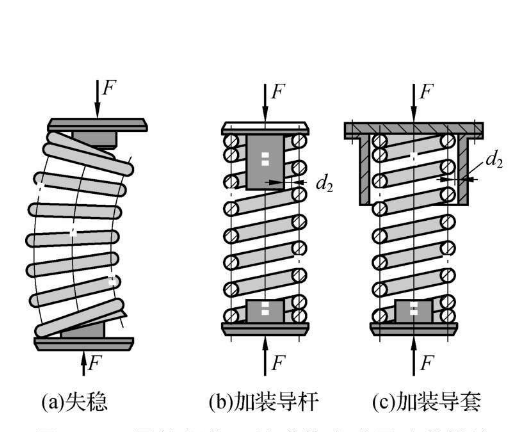


图 5-11　圆柱螺旋压缩弹簧失稳及防范措施

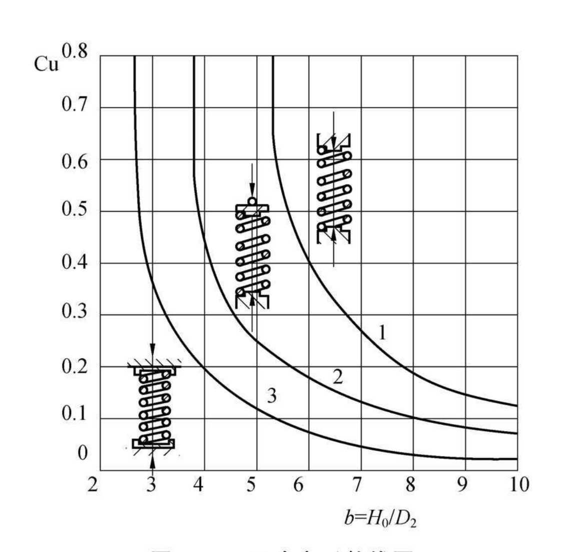


图 5-12　不稳定系数线图

如果 $F_c<F_{max}$时，要重新选取参数，改变 b 值，提高 F_c 值，使其大于 F_{max}，以保证弹簧的稳定性。如果受条件限制不能改变参数时，应加装导杆或导套，如图 5-11(b)和图 5-11(c)所示。

导杆或导套与弹簧间应有一定间隙，间隙 c 的取值按表 5-3 选取。

表 5-3　导杆或导套与弹簧间间隙

中径 D/mm	$\leqslant 5$	$>5\sim10$	$>10\sim18$	$>18\sim30$	$>30\sim50$	$>50\sim80$	$>80\sim120$
间隙 c/mm	0.6	1	2	3	4	5	6

(8)疲劳强度和静应力强度的验算。对于循环次数较多、在变应力下工作的重要弹簧，还应进一步对弹簧的疲劳强度和静应力强度进行验算。如果变载荷作用次数 $N\leqslant 10^3$，或载荷变化幅度不大时，可只进行静应力强度计算。

①疲劳强度验算。图 5-13 为弹簧在变载荷作用下的应力变化状态。

图中 H_0 为弹簧的自由长度，F_1 和 λ_1 为安装载荷和预压变形量，F_2 和 λ_2 为工作时的最大载荷和最大变形量。当弹簧所受载荷在 F_1 和 F_2 之间循环变化时，由式(5-3)可得弹簧材料内部所产生的最大和最小循环应力为

$$\begin{cases}\tau_{max}=\dfrac{8KD}{\pi d^3}F_2\\[2ex]\tau_{min}=\dfrac{8KD}{\pi d^3}F_1\end{cases} \tag{5-12}$$

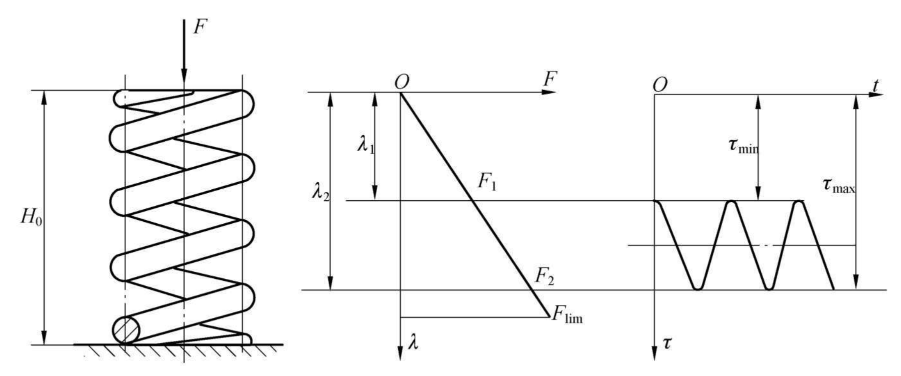


图 5-13　弹簧在变载荷作用下的应力变化状态

疲劳强度安全系数计算值 S_{ca} 计算公式为

$$S_{ca}=\frac{\tau_0+0.75\tau_{\min}}{\tau_{\max}}\geqslant S_F \tag{5-13}$$

式中，τ_0——弹簧材料的脉动循环剪切疲劳极限，按变载荷作用次数 N，由表 5-4 查取；

S_F——弹簧疲劳强度的设计安全系数，当弹簧的设计计算和材料的力学性能数据精确性高时，取 $S_F=1.3\sim1.7$；当精确性低时，取 $S_F=1.8\sim2.2$。

表 5-4　弹簧材料的脉动循环剪切疲劳极限

变载荷作用次数 N	10^4	10^5	10^6	10^7
τ_0/MPa	$0.45\sigma_B$	$0.35\sigma_B$	$0.33\sigma_B$	$0.3\sigma_B$

注：①此表适用于高优质钢丝、不锈钢丝、铍青铜和硅青铜丝；②对喷丸处理的弹簧，表中数值可提高 20%；③对于硅青铜，不锈钢丝，$N=10^4$ 时，τ_0 可取 $0.35\sigma_B$；④表中 σ_B 为弹簧材料的拉伸强度极限。

②静应力强度验算。静应力强度安全系数计算值 S_{Sca} 的计算公式及强度条件为

$$S_{Sca}=\frac{\tau_S}{\tau_{\max}}\geqslant S_S \tag{5-14}$$

式中，τ_S——弹簧材料的剪切屈服极限，静应力强度的设计安全系数 S_S 选取与 S_F 相同。

(9)振动验算。承受变载荷的圆柱螺旋弹簧常常在加载频率很高的情况下工作，为了避免引起弹簧的谐振而导致弹簧破坏，须对弹簧进行振动验算，以保证其临界工作频率远低于其基本自振频率。

圆柱螺旋弹簧基本自振频率为

$$f_b=\frac{1}{2}\sqrt{\frac{k}{m_s}}=\frac{1}{2}\sqrt{\frac{Gd^4/8D^3n}{\pi^2d^2Dn_1\gamma/4\cos\beta}} \tag{5-15}$$

式中，m_s——弹簧的质量(kg)；

γ——材料密度(kg/m^3)。

弹簧的基本自振频率应满足 $f_b\geqslant(15\sim20)f_w$，即不低于其工作频率 f_w 的 15～20 倍，以避免引起严重的振动。

弹簧的工作频率一般是预先给定的，所以当弹簧的基本自振频率不能满足要求时，应增大 k 或减小 m_s，重新设计。

(10)进行弹簧结构设计。比如对拉伸弹簧的钩环进行设计，按表 5-2 计算出全部有关尺寸。绘制弹簧工作图。

5.3 圆柱螺旋扭转弹簧的设计计算

5.3.1 圆柱螺旋扭转弹簧的结构及特性曲线

【小提示】

在设计圆柱螺旋拉伸/压缩弹簧时，首先应分析弹簧所受最大载荷及变形量，然后估计试算弹簧直径、圈数等，根据安装结构进行设计，最后还应当进行强度校核。

扭转弹簧常用于压紧、储能或传递扭矩。它的两端带有杆臂或者挂钩。自由状态下，各个弹簧圈之间留有少量间隙，否则，在弹簧工作时，各圈将彼此接触并产生摩擦和磨损。扭转弹簧的结构如图 5-14 所示，其中图 5-14(a)为 NⅠ型内臂扭转弹簧，图 5-14(b)为 NⅡ型外臂扭转弹簧，图5-14(c)为NⅢ型中心臂扭转弹簧，图 5-14(d)为 NⅣ型双扭簧。

扭转弹簧的载荷 T 与扭转角 φ 之间为线性关系，其特性曲线如图 5-15 所示。

图 5-15 中，$T_{\lim}$ 为极限工作扭矩，即达到这个载荷时，弹簧丝中的应力已接近弹性极限；$T_{\max}$ 为最大工作扭矩，即对应于弹簧丝中的弯曲应力达到许用值时的最大工作载荷；$T_{\min}$ 为最小工作扭矩，按弹簧的功用选定，一般 $T_{\min}=(0.1\sim0.5)T_{\max}$；$\varphi_{\lim}$、$\varphi_{\max}$、$\varphi_{\min}$ 分别对应于各上述载荷的扭转角。

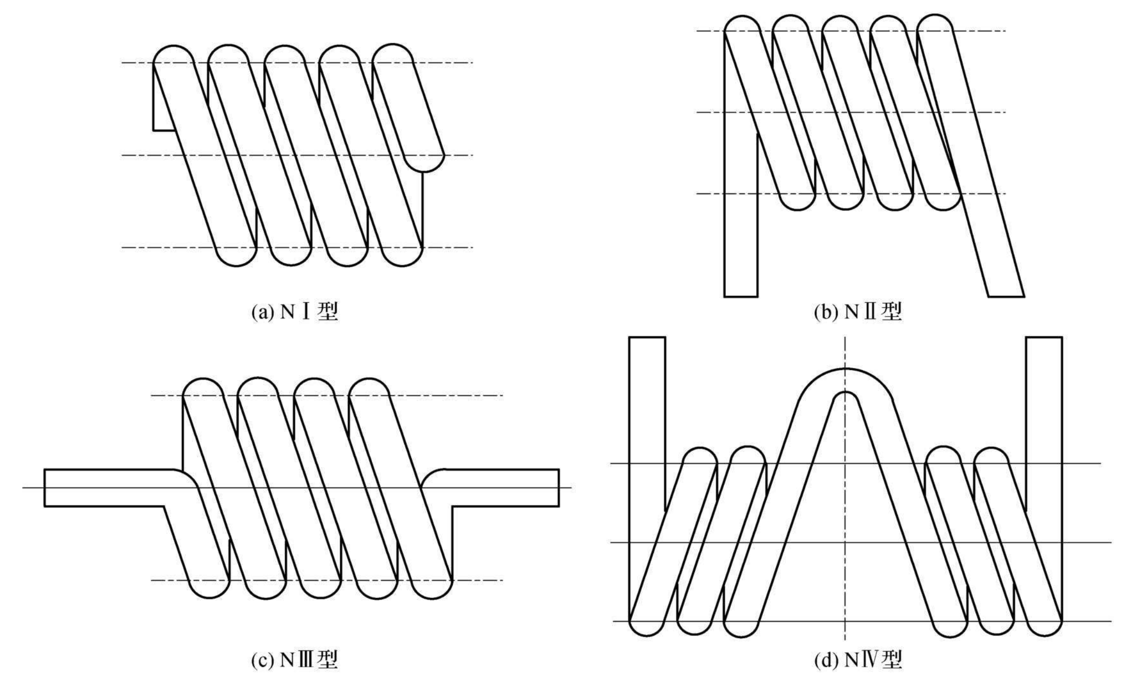


图 5-14 圆柱螺旋扭转弹簧

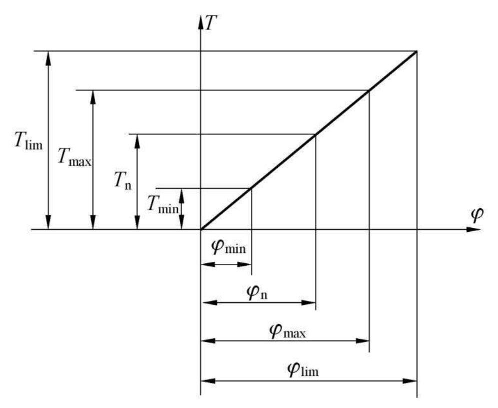


图 5-15　圆柱螺旋扭转弹簧的特性曲线

【小提示】

圆柱螺旋扭转弹簧也为定刚度弹簧。

5.3.2 圆柱螺旋扭转弹簧的应力及变形

图 5-16 为一承受扭矩 T 的圆柱螺旋扭转弹簧。取弹簧丝圆形截面 B—B，扭矩对此截面作用的载荷为一引起弯曲应力的力矩 M 及一引起扭转切应力的扭矩 T'。

由图中关系可得

$$\begin{cases} M = T\cos\beta \\ T' = T\cos\beta \end{cases} \tag{5-16}$$

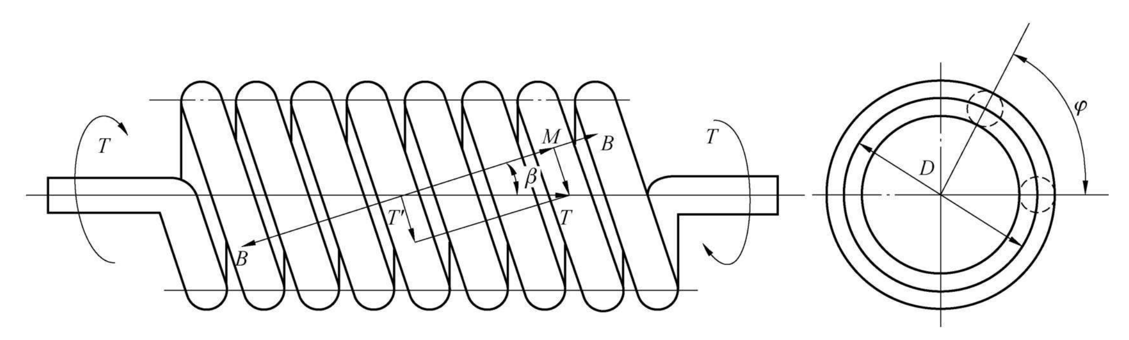


图 5-16　圆柱螺旋扭转弹簧的载荷分析

由于 β 很小，所以 $M \approx T$，这表明弹簧丝截面上的应力可以近似地按受弯矩的梁来计算。

弹簧丝最大弯曲应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{K_1 M}{W} \approx \frac{K_1 T_{\max}}{0.1d^3} \leqslant [\sigma_b] \tag{5-17}$$

式中，W——圆形截面弹簧丝的抗弯截面系数，$W = \pi d^3/32 \approx 0.1d^3$；

K_1——扭转弹簧的曲度系数。对圆形截面弹簧丝的扭转弹簧，$K_1 = (4C-1)/(4C-4)$，$C = 4 \sim 16$；$[\sigma_b]$为弹簧丝的许用应力，可查表获得。

扭转弹簧承载时，变形用角位移 φ(扭转角)来测定，其计算公式为

$$\varphi \approx \frac{180TDn}{EI} \tag{5-18}$$

扭转弹簧刚度 k_T 为

$$k_T=\frac{T}{\varphi}=\frac{EI}{180Dn} \tag{5-19}$$

式中，E——弹簧材料的弹性模量，单位为 MPa；

I 为弹簧丝截面的轴惯性矩，对于圆形截面，$I=\pi d^4/64$，单位为mm^4。

5.3.3 圆柱螺旋扭转弹簧的设计

圆柱螺旋扭转弹簧的设计步骤如下。

(1)扭转弹簧钢丝的直径计算。

$$d\geqslant\sqrt[3]{\frac{32T_{max}K_1}{\pi[\sigma]}} \tag{5-20}$$

式中，$[\sigma]$——材料的许用应力。计算值 d 应查阅标准进行标准化。

(2)弹簧有效圈数。

$$n=\frac{E\pi d^4\varphi}{64\times180D_2T} \tag{5-21}$$

(3)弹簧刚度的计算。

$$k_T=\frac{T}{\varphi}=\frac{Ed^4}{3667D_2n} \tag{5-22}$$

(4)最大工作扭转角。

$$\varphi_{max}=\frac{T_{max}}{k_T} \tag{5-23}$$

(5)预加扭矩(最小工作扭矩)。

$$T_{min}=k_T\varphi_{min} \tag{5-24}$$

(6)工作极限扭矩。

$$T_{lim}=\frac{\pi d^3\sigma_{lim}}{32K_1} \tag{5-25}$$

(7)工作极限扭转角。

$$\varphi_{lim}=\frac{T_{lim}}{k_T} \tag{5-26}$$

(8)节距 $p=d+\delta_c$，δ_c 为相邻圈间间隙(一般取 0.5 mm)。

(9)螺旋角 $\beta=\arctan[p/(\pi D_2)]$。

(10)自由长度 $H_0=n(d+\delta_c)+H_h$，H_h 为挂钩或杆臂沿弹簧轴向长度。

(11)弹簧展开长度 $L\approx n\pi D+L_h$，L_h 为挂钩或杆臂弹簧丝长度。

5.4 其他类型弹簧

5.4.1 平面涡卷弹簧

平面涡卷弹簧简称涡簧，它的结构是阿基米德螺旋线，如图 5-17(a)所示。它的外端固定在活动构件或壳体上，内端固定在心轴。涡簧所受外载荷是扭矩，但弹簧丝每一个截面都承受相同的弯矩，其受力状态和工作条件与扭转螺旋弹簧类似，因此可以用扭转弹簧的设计方法来设计涡簧。

涡簧的特性曲线如图 5-17(b)所示，它的特性曲线的两头是曲线，而中间是直线。这是由于涡簧工作的开始阶段和终止阶段，参加工作的不是弹簧丝的全部长度，而是其中一部分。涡簧外层几圈是逐渐松开的，当各圈完全松离心轴后，涡簧才能在全部长度内变形。

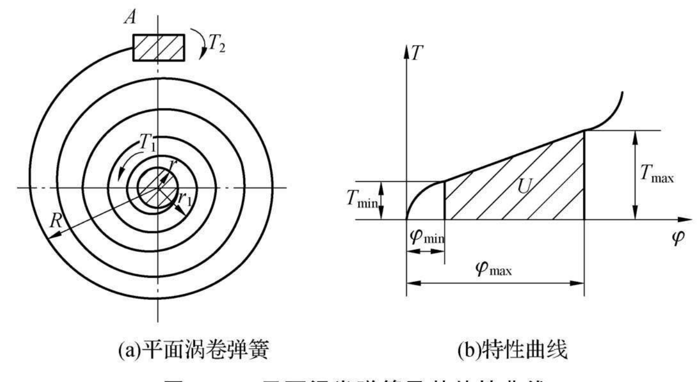


图 5-17　平面涡卷弹簧及其特性曲线

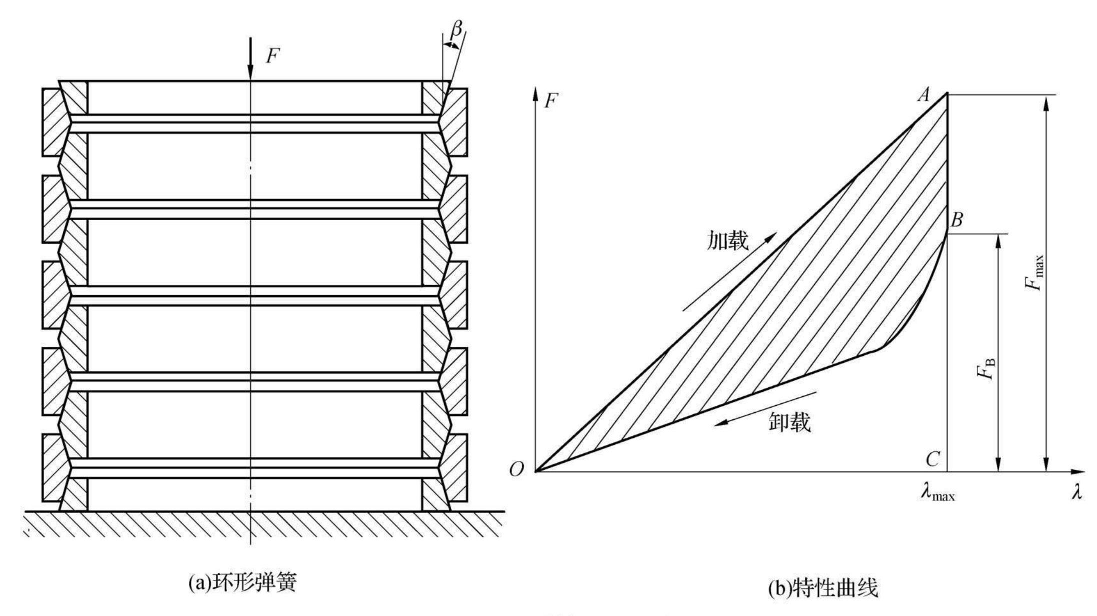
涡簧所用材料一般为优质高碳钢及冷轧工具钢。它的制作过程是将钢带卷制在特制心轴上，使之一圈一圈叠起来，然后进行强压处理(一般 24 小时)，以便使钢带中产生应力而保持稳定。涡簧主要用作仪表的发条或武器的发射弹簧。弹簧在这些机构中，用积蓄的能量带动活动构件活动，完成机构所需要的动作。

5.4.2 环形弹簧

环形弹簧是由若干带锥面的内外圆环组成的一种压缩弹簧，如图 5-18(a)所示。它在轴向载荷作用下，内外环接触面间将产生很大法向压力，使内环直径减小，外环直径增大。由于内外环直径发生这样的变化，使弹簧缩短了长度；当外载荷卸除后，由于环的锥角 β 大于摩擦角，所以弹簧便在弹性内力作用下恢复原状。

环形弹簧特性曲线如图 5-18(b)所示，在加载过程中，外力 F 等于弹簧内力和摩擦力之和。ABO 表示卸载过程，分为 AB 和 BO 两个阶段。AB 段表示载荷由 F_{max} 降至 F_B，弹簧弹性内力克服静摩擦力的情况。这时外力虽减小，但弹簧轴向尺寸并未恢复。BO 段表示外力继续下降，所存的弹性力克服临界摩擦力，使弹簧逐渐恢复原状。面积 ABO 是弹簧在一次加载和卸载过程中为克服

摩擦所消耗的能量，它可达加载过程中所吸收总能量的60%～70%，所以环形弹簧有很大的缓冲消振能力。



(a)环形弹簧

(b)特性曲线

图 5-18　环形弹簧及其特性曲线

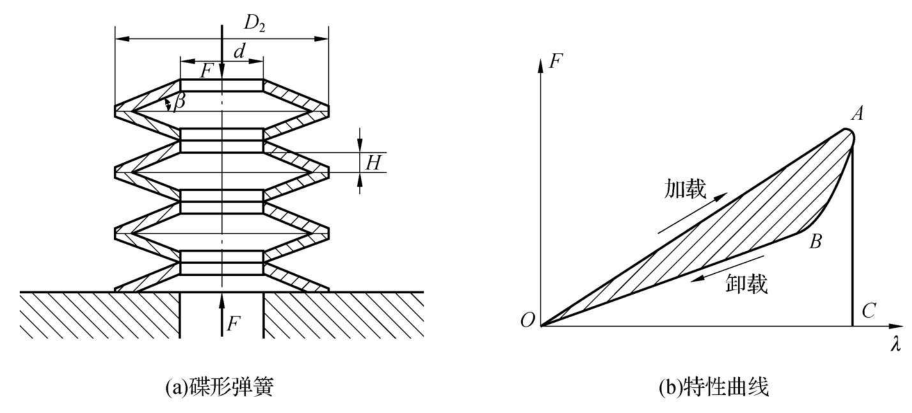
环形弹簧的内、外环由优质碳钢或耐磨合金钢制成，各环按所需外形先进行滚压，以提高其承载能力，然后再进行热处理。环形弹簧常用在重型车辆、火炮、飞机起落架等缓冲装置中。

5.4.3　碟形弹簧

碟形弹簧呈无底碟状，是用薄钢板冲压而成，在使用中，一般是将很多碟形弹簧组合起来，并装在导杆上或套筒中工作，如图5-19(a)所示。

碟形弹簧只能承受轴向载荷，是一种刚度很大的压缩弹簧。当受到轴向力时，碟形弹簧片的β角减小，使弹簧产生轴向变形。由于每个β角时刚度不同，所以载荷与变形不再是线性关系，但在工程上常将碟形弹簧的特性曲线近似取为直线，如图5-19(b)所示。因为工作过程中存在能量消耗，所以加载过程和卸载过程特性曲线不重合。图中的阴影面积表示弹簧的内摩擦功，阴影面积与近似三角形AOC面积比值表征弹簧的缓冲能力。

碟形弹簧常用材料有60Si2MnA、60SiMn5、67SiCr5或50CrVA，采用冲压工艺制成。当钢板厚度小于6 mm时采用冷冲法，钢板厚度大于6 mm时采用热冲法。冷冲前先进行退火，冲制后再进行淬火和回火，最后进行强压处理，提高弹簧的承载能力。碟形弹簧主要用于空间尺寸小、外载荷很大的缓冲减震装置中。



(a)碟形弹簧　　　(b)特性曲线

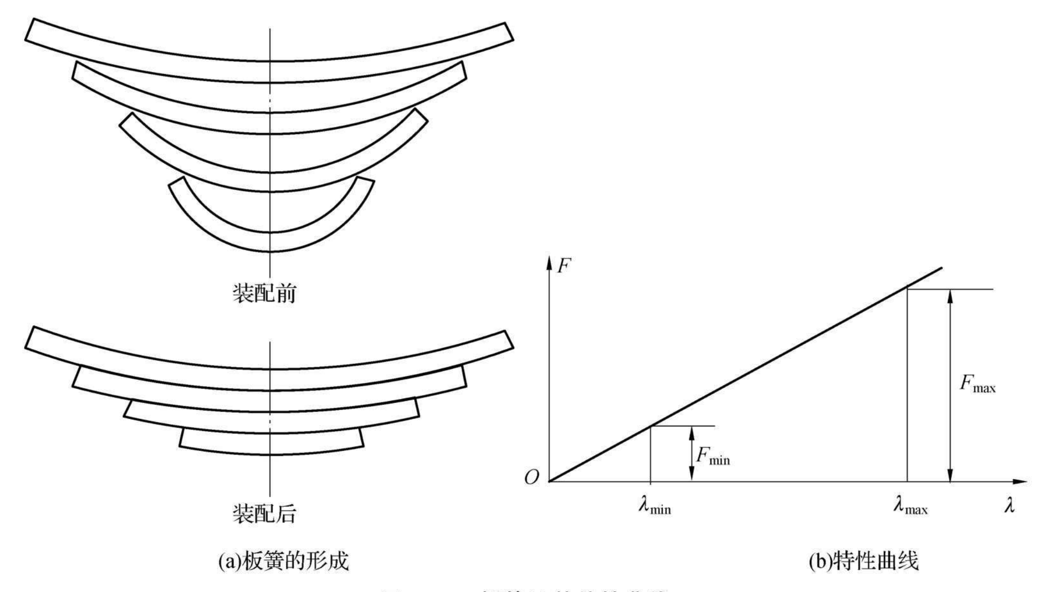
图 5-19　碟形弹簧及其特性曲线

5.4.4　板簧

板簧一般由 6～15 片长度不同的弹簧钢板叠制而成。它是把钢板制成等宽的板条，两端进行适当修整，然后叠加起来，并加装弹簧夹而组成的。重叠前把每片钢板制成不同的曲率，装配后使其产生初应力，以提高板簧的强度，如图 5-20(a)所示。

板簧受力后，产生弯曲变形，产生一定的挠度。由于力和变形成正比，所以板簧的特性曲线是一条直线，如图 5-20(b)所示。

板簧材料主要采用热处理后具有高强度的合金钢，如 60Si2MnA、60Si2Ni2A 等。板簧主要用于各种车辆的减震装置。



(a)板簧的形成　　　(b)特性曲线

图 5-20　板簧及其特性曲线

5.5 圆柱螺旋拉伸弹簧的设计实例

[例 5-1] 已知某弹簧在一般载荷条件下工作，中径 $D\approx 22$ mm，外径 $D_2\leqslant 27$ mm。当弹簧拉伸量$\lambda_1=7$ mm时，拉力 $F_1=200$ N；拉伸量 $\lambda_2=20$ mm 时，拉力 $F_2=420$ N。试设计该圆柱螺旋拉伸弹簧。

解：(1)选择材料确定许用应力。

因为弹簧在一般载荷下工作，可以按第Ⅲ类弹簧考虑。选用碳素钢弹簧钢丝 C 级。由于 $D_2-D\leqslant 5$ mm，选取弹簧丝直径为 4 mm。查表得 $\sigma_B=1570$ MPa，查表得$[\tau]=0.8\times 0.5\times\sigma_B=628$ MPa。

(2)计算弹簧丝直径。

选取环绕比 $C=6$，则可得曲度系数为

$$K=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C}=1.25$$

试算弹簧丝直径

$$d'\geqslant 1.6\sqrt{\frac{F_2KC}{[\tau]}}=1.6\times\sqrt{\frac{420\times 1.25\times 6}{628}}\text{ mm}=3.583\text{ mm}$$

取 $d=3.5$ mm，查表 σ_B 不变，$[\tau]$不变，取 $D=22$ mm，$C=22/3.5=6.286$，计算 $K=1.24$，于是得

$$d'\geqslant 1.6\sqrt{\frac{F_2KC}{[\tau]}}=1.6\times\sqrt{\frac{420\times 1.24\times 6.286}{628}}\text{ mm}=3.653\text{ mm}$$

计算得到的值与试算数值接近，故取 $d=3.5$ mm，$D=22$ mm，则外径为

$$D_2=D+d=22\text{ mm}+3.5\text{ mm}=25.5\text{ mm}<27\text{ mm}$$

所得尺寸符合题目要求。

(3)计算弹簧圈数。

弹簧刚度为

$$k=\frac{F_2-F_1}{\lambda_2-\lambda_1}=\frac{420-200}{20-7}\text{N/mm}=16.923\text{ N/mm}$$

查表得 $G=82\ 000$ MPa，则弹簧圈数为

$$n=\frac{Gd^4}{8D^3k}=\frac{82\ 000\times 3.5^4}{8\times 22^3\times 16.923}=8.536$$

取整可得 $n=9$ 圈。

弹簧的实际刚度为

$$k=\frac{Gd}{8C^3n}=\frac{82\ 000\times 3.5}{8\times 6.286^3\times 9}\text{N/mm}=16.048\text{ N/mm}$$

(4)验算。

弹簧初拉力为

$$F_0=F_1-k\lambda_1=200-16.048\times7=87.664\ \mathrm{N}$$

初应力为

$$\tau'_0=\frac{8KF_0D}{\pi d^3}=\frac{8\times1.24\times87.664\times22}{\pi\times3.5^3}=142.037\ \mathrm{MPa}$$

按照图 5-10，当 $C=6.286$ 时，初应力 $\tau'_0=60\sim145$ MPa，故计算初应力在此范围。

极限工作应力为

$$\tau_{\mathrm{lim}}=0.56\sigma_B=0.56\times1570\ \mathrm{MPa}=879.2\ \mathrm{MPa}$$

极限工作载荷为

$$F_{\mathrm{lim}}=\frac{\pi d^3\tau_{\mathrm{lim}}}{8DK}=\frac{\pi\times3.5^3\times879.2}{8\times22\times1.24}\mathrm{N}=542.634\ \mathrm{N}$$

(5)结构设计按照表 5-2 计算出全部几何尺寸，并绘制弹簧图。

【本章要点】

(1)弹簧的基本类型有圆柱螺旋拉伸弹簧、圆柱螺旋压缩弹簧、圆锥螺旋压缩弹簧、圆柱螺旋扭转弹簧、环形弹簧、碟形弹簧、平面涡卷弹簧等。

(2)常见弹簧的工作原理、特点、特性曲线及加工过程。

(3)圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的结构、几何参数计算及特性曲线，重点为强度计算及具体设计步骤。

(4)圆柱螺旋扭转弹簧的结构、特性曲线、应力计算及设计步骤。

课后习题

5-1 弹簧有哪些类型？各有什么特点？

5-2 弹簧材料有哪些特性？举几种常用弹簧材料。

5-3 什么是弹簧的特性线？以弹簧工作图中的特性线为例说明特性线的作用。

5-4 圆柱压缩(拉伸)弹簧受载后，弹簧钢丝剖面上产生哪些应力？

5-5 什么是弹簧的强度和刚度？改善弹簧强度和刚度的措施有哪些？

5-6 环形弹簧和碟形弹簧的特点是什么？特性曲线有什么不同？

5-7 试设计一个圆柱压缩弹簧，当 $F_{\max}=500$ N 时，$\lambda_{\max}=30$ mm；当 $F_{\min}=250$ N 时，$\lambda_{\min}=15$ mm，工作要求：载荷平稳，$N\leqslant10^3$ 次。

5-8 一圆柱压缩弹簧，外径 $D_2=30$ mm，弹簧丝直径 $d=3$ mm，有效圈数 $n=6$，最大工作载荷 $F_{\max}=150$ N，弹簧材料为 B 级碳素钢，载荷性质为Ⅲ类。请校核该弹簧的强度，并计算最大变形量 $\lambda_{\max}$。

5-9 试设计一圆柱螺旋扭转弹簧，该弹簧用于载荷平稳的一般结构中，安装时预加扭矩 $T_1=2.5$ N·m，工作扭矩 $T_2=7$ N·m，工作扭转角 $\varphi=40°$。

第 6 章　键、销与无键联结

【学习重点】

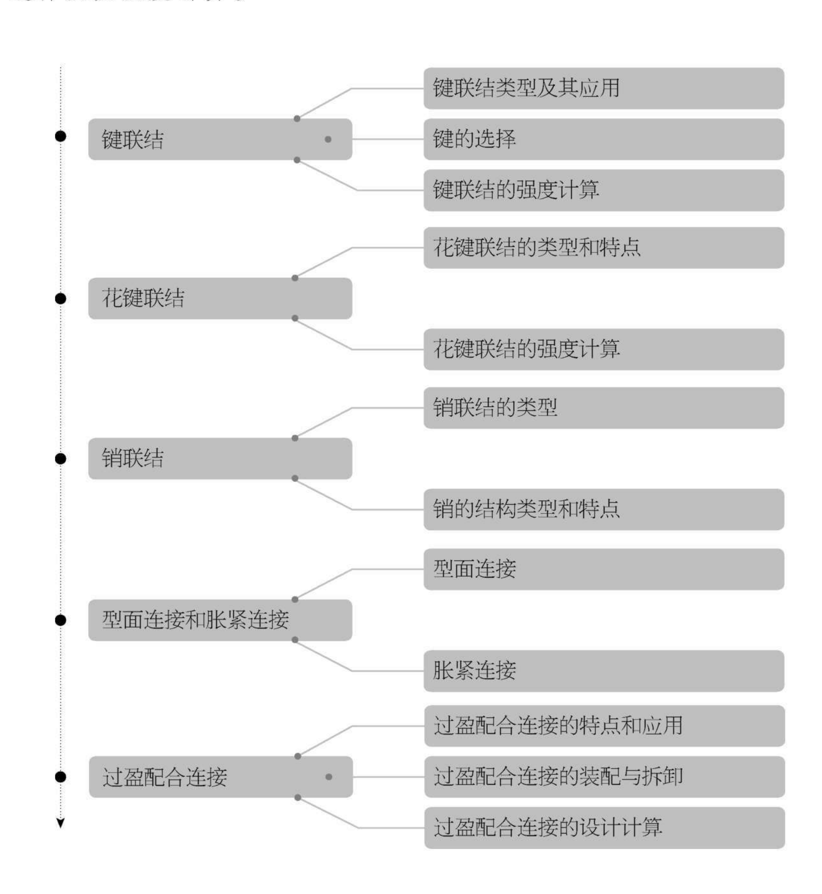
了解键联结的功用、主要类型和特点，花键联结的类型和特点；

熟悉销联结和无键联结的类型、特点及应用；

掌握半圆键及切向键的强度计算，花键联结的强度计算，过盈配合连接的设计计算。

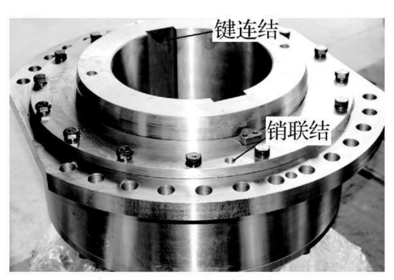
【学习难点】

平键的尺寸选择及其强度计算。

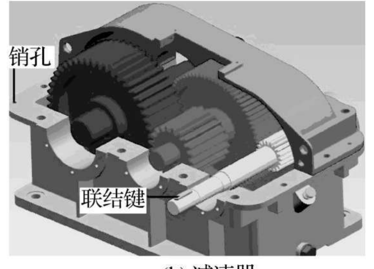


【本章导入】

对于键联结、销联结和无键联结，虽然连接方式不同，但功用大体相同，都是用来实现轴与轴上零件的周向固定，并传递运动和转矩。某些类型的键，如导向键、滑键和花键，还可用作轴上移动连接的导向装置。销联结具有定位功能，键联结可以用来传递动力。键、销联结在联轴器上和齿轮箱上应用较多，如图 6-1 所示。其中图 6-1(a)为卷筒用鼓形齿式联轴器，图 6-1(b)为减速器装置。



(a) 卷通用鼓形齿式联轴器



(b) 减速器

图 6-1　键联结、销联结应用实例

在设计齿轮与轴之间的连接时，应该选用哪种类型连接？如果采用平键联结，键的尺寸、结构如何确定？键会不会因受力过载而失效？怎样校核键的强度？采取什么样的措施来改善键的强度？这些问题我们设计中都应该考虑，本章将一一为我们解答。

6.1　键　联　结

6.1.1　键联结类型及其应用

键作为一种标准零件，通常用来实现轴与轴上旋转零件的周向固定以传递转矩，有的还能实现轴上零件的轴向固定或轴向滑动的导向。键联结主要类型有平键联结、半圆键联结、楔键联结和切向键联结。其中，平键联结和半圆键联结构成松连接，而楔键联结和切向键联结构成紧连接。

1. 平键联结

对于平键联结，键的两个侧面是工作面，工作时，靠键同键槽侧面的挤压来传递转矩。键的上表面和轮毂的键槽底面之间留有间隙，如图 6-2(a)所示。这种键联结不能承受轴向力，因而对轴上零件不能起到轴向固定的作用，但是具有拆装方便、对中性好、结构简单等优点，因此应用比较广泛。

根据用途平键可分为普通平键、薄型平键、导向平键和滑键四种。其中普通平键和薄型平键用于静连接，导向平键和滑键用于动连接。

按结构来分，普通平键又分为圆头型(A 型)、平头型(B 型)和单圆头型(C 型)，分别如图 6-2(b)、图 6-2(c)和图 6-2(d)所示。

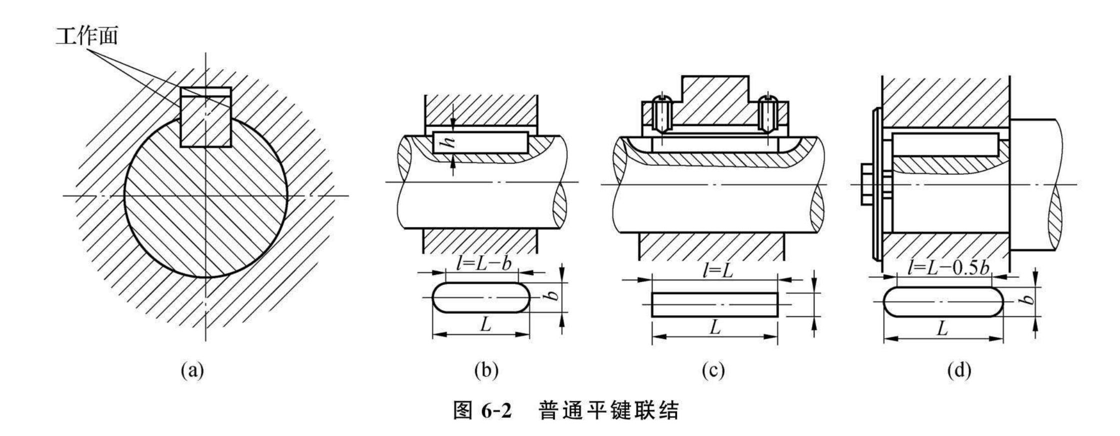


图 6-2 普通平键联结

圆头平键适合放在轴上用键槽铣刀铣出来的键槽中，键在键槽中轴向固定良好。但是由于键的头部侧面与轮毂上的键槽并不接触，因而键的圆头部分不被充分利用，并且轴上键槽端部应力集中较大。平头平键可以放在用盘铣刀铣出来的键槽中，因而可以避免上述缺点。对于尺寸较大的平头平键，可以采用紧定螺钉压住键的顶部，避免发生松动。单圆头平键常用于轴端与轮毂类零件的连接。

薄型平键的键高为普通平键的 60%～70%，也可分为圆头、平头和单圆头三种类型，但传递转矩能力较小，常用于薄壁结构、空心轴及一些径向尺寸受限制的场合。

如果轮毂类零件在工作过程中需在轴上进行轴向移动，此时可采用导向平键或者滑键。

导向平键也是一种平键，但尺寸较长，须用螺钉固定在轴上的键槽中，如图 6-3 所示。轴上零件可沿导向平键做轴向滑移。

如果轴上零件滑移的距离较大时，这时如仍采用导向平键，则将会因为长度过大导致制造、安装困难，因此这种场合适合采用滑键。滑键固定在轮毂上、轮毂带动滑键在轴上的键槽中做轴向滑移，如图 6-4 所示。滑键联结只须在轴上铣出较长的键槽，键可以做得较短。

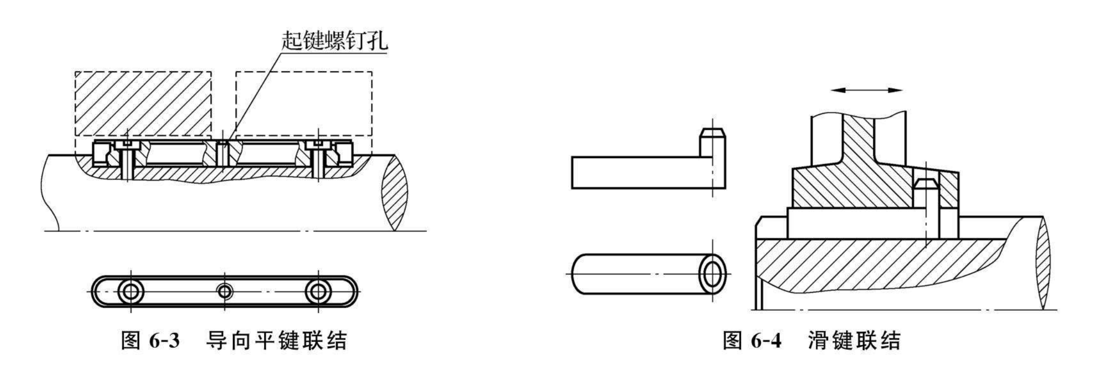


图 6-3 导向平键联结 **图 6-4 滑键联结**

2. **半圆键联结**

半圆键联结如图 6-5 所示。轴上键槽用尺寸与半圆键相同的半圆键槽铣刀铣出，因而键在键槽中能绕其几何中心摆动以适应键与轮毂上键槽的倾角。半圆键工作时，依靠侧面传递转矩。这种键联结的优点是工艺性好、装配方便，特别适用于锥形轴端与轮毂的连接。但是由于轴上键槽较深，会削弱轴的强度，所以一般只用于轻载静连接中。

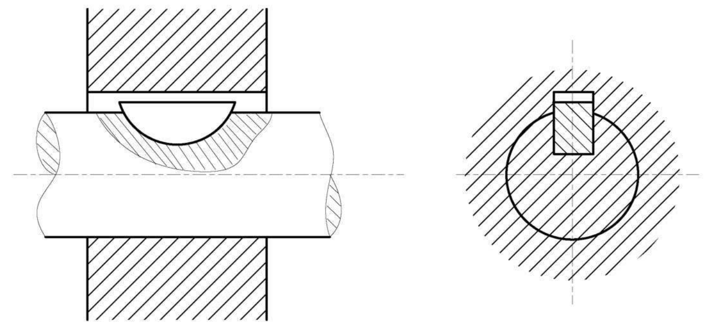


图 6-5　半圆键联结

3. 楔键联结

楔键联结如图 6-6 所示，键的上下两面是工作面，键的上表面和与它相配合的轮毂键槽底面均具有 1∶100 的斜度。装配后，键即楔紧在轴和轮毂的键槽里。工作时，靠键的楔紧作用来传递转矩，同时还承受单向的轴向载荷，对轮毂起到单向的轴向固定作用。楔键的侧面与键槽侧面间有很小的间隙，当转矩过大而导致轴与轮毂发生相对转动时，键的侧面能像平键一样工作。因此，楔键联结在传递有冲击或转动较大的转矩时，仍能保证连接可靠。楔键主要用于轮毂类零件的定心精度要求不高和低转速场合。

楔键分为普通楔键和钩头楔键，普通楔键又分为圆头、平头和单圆头三种形式，如图 6-6 所示。装配时，圆头楔键要先放入轴上键槽中，然后打紧轮毂；平头、单圆头和钩头楔键则在轮毂装好后才将键放入键槽并打紧。钩头楔键的钩头用来拆卸用。

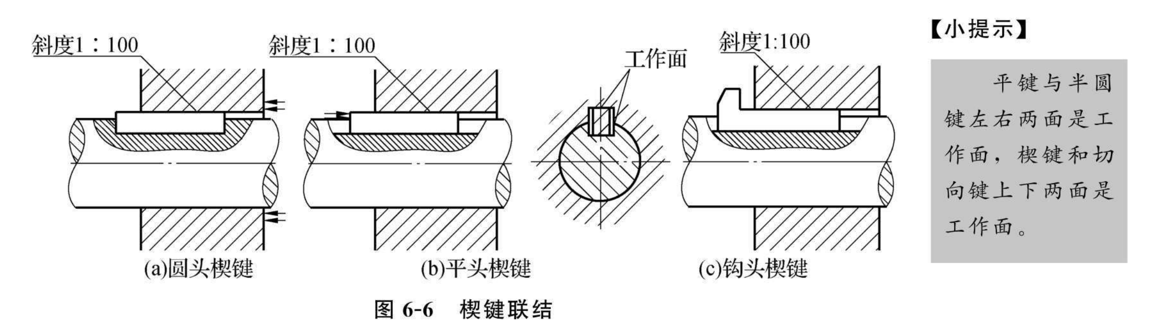


图 6-6　楔键联结

【小提示】

平键与半圆键左右两面是工作面，楔键和切向键上下两面是工作面。

4. 切向键联结

切向键联结如图 6-7 所示。切向键是由两个斜度为 1∶100 的楔键组成的，装配后，两楔以其斜面相互贴合，共同楔紧在轴与毂之间。切向键的上下两面是工作面，键在连接中必须有一个工作面处于包含轴心线的平面之内。这样，当连接工作时，工作面上的挤压力沿着轴的切线方向作用，靠挤压力传递转矩。当要传递双向转矩时，必须用两个切向键，两者之间夹角为 120°～130°。由于切向键的键槽会削弱轴的强度，因此常用于直径大于 100 mm 的轴上。例如，大型带轮、大型飞轮、矿山用大型绞车的卷筒及齿轮等与轴的连接。

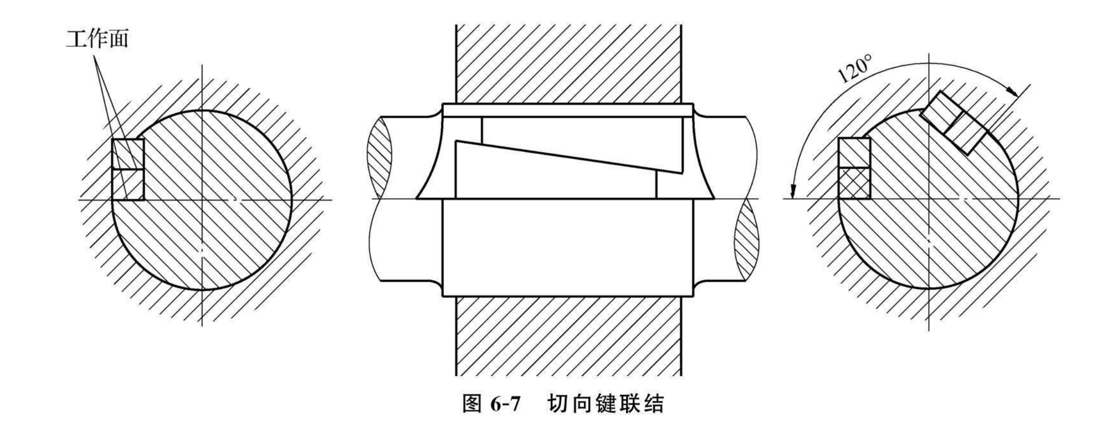


图 6-7 切向键联结

6.1.2 键的选择

键的选择包括类型选择和尺寸选择两个方面。键的类型应根据键联结的结构特点、使用要求和工作条件来选择；键的尺寸选择应按照符合标准规格和强度要求来确定。

选择键联结的类型应根据需要传递转矩的大小、载荷性质、转速高低、安装空间大小、轮毂在轴上的轴向位置、轮毂的轴向位置是否需要移动、是否需要键联结实现与轮毂的轴向固定、传动对定心精度等要求，并结合各类型键联结的特点进行选择。

键的主要尺寸为其截面尺寸(键宽 $b\times$键高 h)和长度 L。键的截面尺寸 $b\times h$ 按轴的直径 d 由标准中选定；键的长度 L 一般按轮毂的长度而定，一般键长等于或略短于轮毂长度；导向平键按轮毂长度及其滑动距离而定，一般轮毂长度 $L'\approx(1.5\sim2)d$。此外所选的键长应符合标准规定的长度系列。表 6-1 为普通平键和普通楔键的主要尺寸。

表 6-1 普通平键和普通楔键主要尺寸

轴径 d	键的公称直径			键槽尺寸			
				轴槽深 t		毂槽深 t_1	
	$b(h_8)$	h	$L(h_{14})$	基本尺寸	公差	基本尺寸	公差
6～8	2	2	6～20	1.2	+0.1	1	+0.1
>8～10	3	3	6～36	1.8	+0.1	1.4	+0.1
>10～12	4	4	8～45	2.5	+0.1	1.8	+0.1
>12～17	5	5	10～56	3.0	+0.1	2.3	+0.1
>17～22	6	6	14～70	3.5	+0.2	2.8	+0.2
>22～30	8	7	18～90	4.0	+0.2	3.3	+0.2
>30～38	10	8	22～110	5.0	+0.2	3.3	+0.2
>38～44	12	8	28～140	5.0	+0.2	3.3	+0.2
>44～50	14	9	36～160	5.5	+0.2	3.8	+0.2
>50～58	16	10	45～180	6.0	+0.2	4.3	+0.2
>58～65	18	11	50～200	7.0	+0.2	4.4	+0.2
>65～75	20	12	56～220	7.5	+0.2	4.9	+0.2
>75～85	22	14	63～250	9.0	+0.2	5.4	+0.2
>85～95	25	14	70～280	9.0	+0.2	5.4	+0.2

6.1.3　键联结的强度计算

1. 平键联结的强度计算

工程实践表明，普通平键的主要失效形式是键、轴上键槽和轮毂上键槽三者中较弱者被压溃，除非严重过载，一般情况不会出现键的剪断。因此，一般只须按工作面上的挤压应力进行强度校核。平键联结受力图如图 6-8 所示。平键联结的强度计算通常以轮毂为计算对象，计算键联结的强度时假设键与键槽侧面的压力均匀分布，并假设合力的作用点与轴中心的距离等于轴半径。

对于导向平键和滑键联结，主要失效形式是工作面的过度磨损，因此，通常只按工作面的挤压强度和磨损强度计算。

计算时，忽略摩擦，假定载荷在键的工作面上均匀分布，则普通平键强度条件为

$$\sigma_p=\frac{2T}{dkl}\leqslant[\sigma_p] \tag{6-1}$$

导向平键和滑键强度条件为

$$p=\frac{2T}{dkl}\leqslant[p] \tag{6-2}$$

式(6-1)、式(6-2)中，T 为传递的转矩，单位为 N · mm；k 为键与轮毂键槽的接触高度，$k=0.5h$，单位为 mm；l 为键的工作长度，单位为 mm；圆头平键 $l=L-b$，平头平键 $l=L$，单圆头平键 $l=L-b/2$；$[\sigma_p]$为键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力，单位为 MPa；$[p]$为键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用压强，单位为 MPa。键联结的许用挤压应力和许用压强如表 6-2 所示。

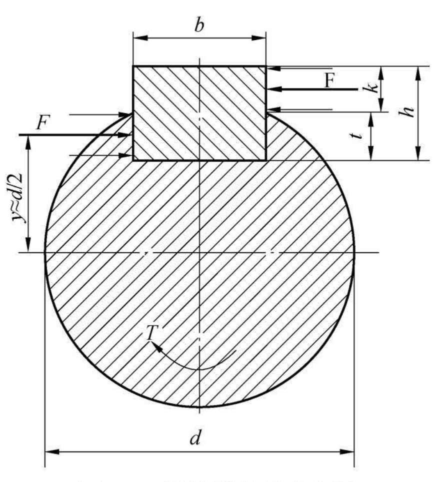


图 6-8　平键联结受力分析

表 6-2　键联结的许用挤压应力和许用压强

许用值	连接工作方式	键、毂、轴的材料	载荷性质		
			静载荷	轻微冲击	冲击
$[\sigma_p]$/MPa	静连接	钢	125～150	100～120	60～90
		铸铁	70～80	50～60	30～45
$[p]$/MPa	动连接	钢	50	40	30

注：若与键有相对滑动的被连接件表面经过淬火，则动连接的许用压强$[p]$可提高 2～3 倍。

2. 半圆键联结的强度计算

半圆键受力情况如图 6-9 所示，因其只用于静连接，故主要失效形式是表面被压溃。通常按工作面的挤压应力进行强度校核，计算公式同式(6-1)。需要注意的是：半圆键的接触高度 k 应根据键的尺寸查标准选取，半圆键的工作长度 $l \approx L$ 。

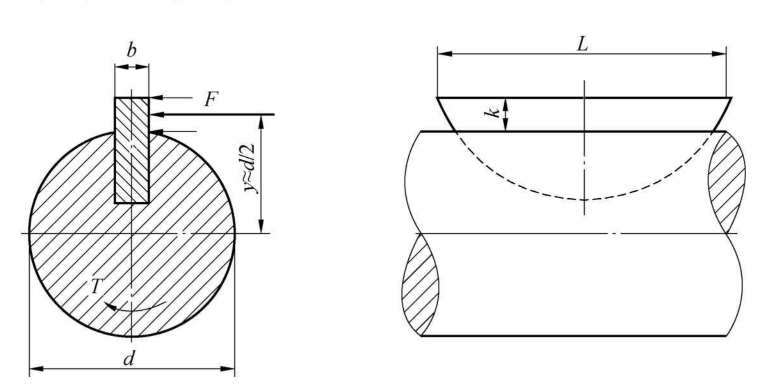


图 6-9　半圆键受力分析

3. 楔键联结的强度计算

楔键联结装配后受力情况如图 6-10 所示。其主要失效形式是相互楔紧的工作面被压溃，因此应校核各工作面的挤压强度。当传递转矩时，为简化计算，把键和轴视为一体，并将下方分布在半圆柱面上的径向压力用集中力 F 代替，由于这时轴与轮毂有相对转动趋势，轮与毂也发生了微小的扭转变形，故沿键的工作长度 l 及宽度 b 上的压力分布情况均较以前发生了变化，压力的合力 F 不再通过轴心。

计算时假设压力沿键长均匀分布，沿键宽三角形分布，取 $x \approx b/6$，$y \approx d/2$，由于键和轴一体对轴心的受力平衡条件为 $T = Fx + fFy + fFd/2$，则工作面上压力的合力为

$$F = \frac{T}{x + fy + fd/2} = \frac{6T}{b + 6fd} \tag{6-3}$$

楔键联结的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{2F}{bl} = \frac{12T}{bl(b + 6fd)} \leqslant [\sigma_p] \tag{6-4}$$

式中，f——摩擦系数，一般 $f = 0.12 \sim 0.17$。

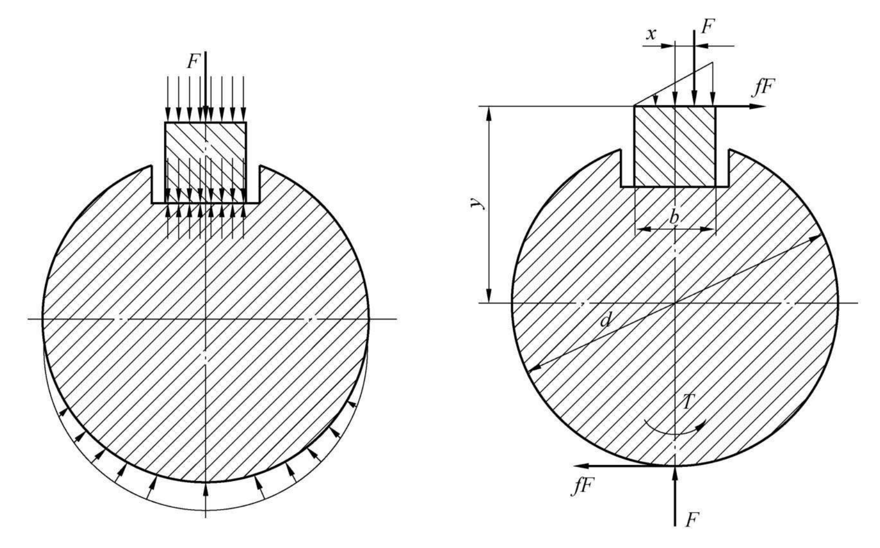


图 6-10　楔键联结受力分析

4. 切向键联结的强度计算

切向键联结主要失效形式是工作面的压溃。把键和轴看作一体，当键联结传递转矩时，受力情况如图 6-11 所示。假定压力沿键的工作面均匀分布，取 $y=(d-t)/2$，$t=d/10$，按一个切向键计算时，由键和轴一体对轴心的受力平衡条件为 $T=Fy+fFd/2$，则工作面上压力的合力为

$$F=\frac{T}{y+fd/2}=\frac{T}{d(0.45+0.5f)} \tag{6-5}$$

切向键联结的挤压强度条件为

$$\sigma_p=\frac{F}{l(t-C)}=\frac{T}{dl(t-C)(0.45+0.5f)}\leqslant[\sigma_p] \tag{6-6}$$

式中，t——键槽深度，单位为 mm；

C——键的倒角，单位为 mm。

【小提示】

在进行键联结的强度计算时，应先分析失效形式，然后确定受力情况，最后按照相应的准则进行强度校核。

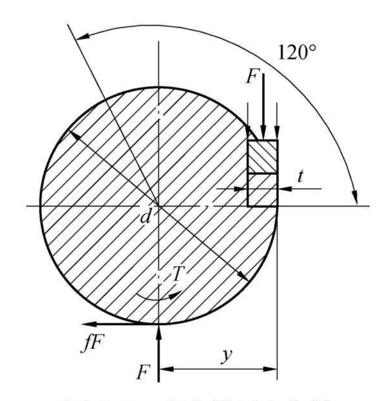


图 6-11　切向键受力分析

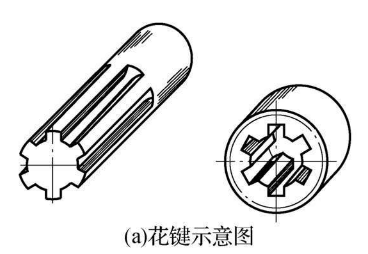
对于键联结进行强度校核后，如果强度不够，可以采用双键，这时应考虑键的合理布置。两个平键最好布置在沿圆周相隔 180°；两个半圆键应沿轴线方向布置在同一母线上；两个楔键应布置在沿圆周相隔 90°～120°；两个切向键应布置在沿圆周相隔 120°～135°。

考虑到两键上载荷分布的不均匀性，在强度校核时只按1.5个键计算。如果轮毂允许适当加长，也可以相应增加键的长度，以提高单键联结的承载能力。由于传递转矩时键上载荷沿其长度分布不均匀，故键的长度不宜过大。当键的长度大于$2.25d$时，其多出的长度实际上可认为并不承受载荷，所以一般键的长度不宜超过$(1.6\sim1.8)d$。

6.2 花键联结

6.2.1 花键联结的类型和特点

花键联结由键和轴做成一体的外花键与具有相应凹槽的内花键组成，多个键齿和凹槽在轴及轮毂的周向均匀分布，如图6-12所示。


(a)花键示意图

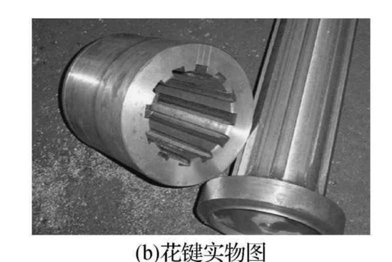

(b)花键实物图

图6-12 花键联结

与平键联结相比，花键联结具有以下优点。

(1)对称布置，使轴毂受力均匀。

(2)齿轴一体，齿槽较浅，齿根应力集中较小，被连接件的强度削弱较少。

(3)齿数多，总接触面积大，压力分布较均匀，可承受较大的载荷。

(4)轴上零件与轴的对中性和导向性较好。

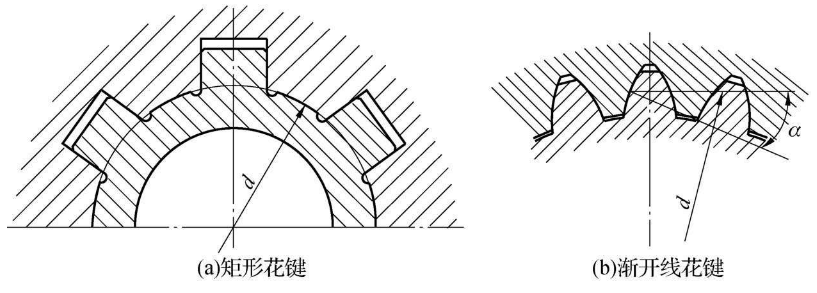
(5)可用磨削的方法提高加工精度及连接质量。

但是齿根部位仍有应力集中，加工时须用专门设备、量具、刀具，成本较高。因此，花键联结主要适用于定心精度要求高、载荷大、尺寸较大或经常滑移的连接，如飞机、汽车、机床等变速箱的滑移齿轮机构。

花键联结可用于静连接，也可用于动连接。按其齿形不同，花键可分为矩形花键和渐开线花键，如图6-13所示。花键联结的齿数、尺寸、配合等应按标准选取。

【小提示】

矩形花键d指齿根圆直径，渐开线花键d指分度圆直径。



(a)矩形花键　(b)渐开线花键

图6-13 矩形花键和渐开线花键

1. 矩形花键

矩形花键的键齿侧面是平行的平面，便于加工，内花键可用插床或者拉床加工，外花键可用铣床加工，并可用磨削的方法消除热处理变形而获得较高的加工精度。按齿高不同，矩形花键分为两个系列：轻系列和中系列，轻系列适用于轻载的静连接，中系列适用于中等载荷的连接。矩形花键联结定心方式为内径定心，即外花键和内花键的小径为配合面。矩形花键因其定心精度高、定心稳定性好，能用磨削方式消除热处理变形，因而应用广泛。

2. 渐开线花键

渐开线花键的键齿齿廓为渐开线。相对于矩形花键，渐开线花键齿根较厚，齿根圆角大，应力集中小，强度高，因而具有更大的承载能力。渐开线花键可采用加开渐、开线齿轮的方法和设备来加工，具有较好的工艺性，且制造精度也高。渐开线花键定心方式为齿形定心，即依靠内花键与外花键的键齿齿面接触定心，定心精度高。当齿受载时，齿上的径向力能起到自动定心的作用，有利于各齿间均匀承载。

按照国家标准《圆柱直齿渐开线花键（米制模数　齿侧配合）第 1 部分：总论》（GB/T3478.1—2008），渐开线花键分度圆压力角分为 30°、37.5°和 45°，渐开线花键齿根分为平齿根和圆齿根。渐开线花键根据 3 种齿形和 2 种齿根规定了 4 种齿廓，即 30°平齿根、30°圆齿根、37.5°圆齿根和 45°圆齿根。30°渐开线花键应用广泛，适合用于传递动力和运动，常用于滑动、浮动和静连接。30°平齿根适用于零件壁厚较薄、不能采用圆齿根的场合，或强度足够的花键，或者花键的工作长度紧靠轴肩。30°圆齿根花键应力集中小、承载能力高，适用于大载荷传动轴的连接上。37.5°圆齿根适用于传递动力和运动，常用于滑动及过渡配合，且适用于冷成型加工工艺。45°圆齿根，由于齿根较小、压力角大，故抗弯强度好，但工作面齿高较小，承载能力较低，所以适用于载荷较低、直径较小的静连接及薄壁零件的轴毂连接。

6.2.2　花键联结的强度计算

花键联结设计与普通平键联结相类似，都是先根据连接的结构特点、使用要求和工作条件选定花键类型和尺寸，然后进行必要的强度校核计算。

花键联结受力情况如图 6-14 所示。其主要失效形式是：静连接条件下的工作面被压溃或动连接条件下的工作面过度磨损。因此，静连接通常按工作面上的挤压应力进行强度计算，动连接则按工作面上的压力进行条件性的强度计算。

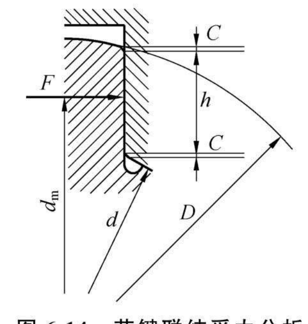


图 6-14　花键联结受力分析

为便于计算，假定载荷在键的工作面上均匀分布，每个齿工作面上压力的合力 F 作用在平均直径 d_m 处，即传递的转矩为 $T=zFd_m/2$，这里并引入系数 ψ 来考虑实际载荷在各花键齿上分配不均匀的影响。

静连接花键的强度条件为

$$\sigma_p=\frac{2T}{z\psi hld_m}\leqslant[\sigma_p] \tag{6-7}$$

动连接花键的强度条件为

$$p=\frac{2T}{z\psi hld_m}\leqslant[p] \tag{6-8}$$

【小提示】

在进行花键联结的强度计算时，同样先分析其失效形式，然后分析受力情况，最后按照相应的准则进行强度校核。

式中，ψ定义为载荷分配不均匀系数，一般$\psi=0.7\sim0.8$，齿数多时取小值；z为花键齿数；l为齿的工作长度；h为花键侧面的工作高度，矩形花键，$h=(D-d)/2-2C$，D为外花键的大径，d为内花键的小径，C为倒角尺寸。渐开线花键，$\alpha=30°$，$h=m$，$\alpha=37.5°$，$h=0.9m$，$\alpha=45°$，$h=0.8m$，这里m为模数；矩形花键$d_m=(D+d)/2$，渐开线花键$d_m=d=mz$，这里d为分度圆直径，公式中所有尺寸单位都为mm；$[\sigma_p]$为花键联结的许用挤压应力，单位为MPa；$[p]$为花键联结的许用压强，单位为MPa。

花键联结的许用挤压应力及许用压强如表6-3所示。

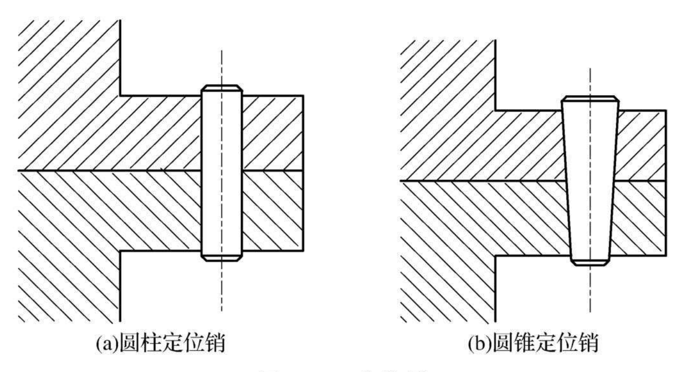
表6-3 花键联结的许用挤压应力和许用压强

许用值	连接方式	使用和制造情况	齿面未热处理	齿面热处理
$[\sigma_p]$/MPa	静连接	不良	35～50	40～70
		中等	60～100	100～140
		良好	80～20	120～200
$[p]$/MPa	空载下动连接	不良	15～20	20～35
		中等	20～30	30～60
		良好	25～40	40～70
	负载下动连接	不良	—	3～10
		中等	—	5～15
		良好	—	10～20

6.3 销 联 结

6.3.1 销联结的类型

根据销在连接中所起的作用不同，可将销分为定位销、连接销和安全销。主要用于固定零件之间相对位置的销称为定位销，根据销的形状结构，又将其分为圆柱销和圆锥销，如图6-15所示。主要用于零件间的连接并且传递不大的载荷的销称为连接销，如图6-16所示。用于安全装置中的过载剪断元件的销称为安全销，如图6-17所示。



(a)圆柱定位销　　(b)圆锥定位销

图 6-15　定位销

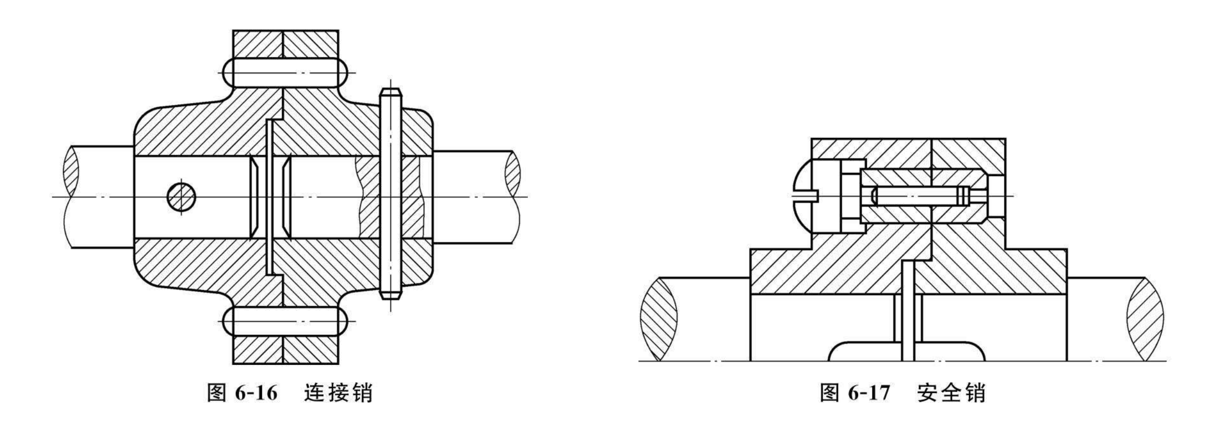


图 6-16　连接销　　**图 6-17　安全销**

6.3.2　销的结构类型和特点

销根据结构可分为圆柱销、圆锥销、槽销、销轴和开口销等。

图 6-15(a)所示的为圆柱销，利用微量过盈配合固定在铰制孔中，经多次拆卸会降低其定位精度和可靠性。图 6-15(b)所示的为圆锥销，具有 1∶50 的锥度，在受横向力时可以自锁。它具有安装方便、定位精度高等优点，并且多次拆卸不会影响定位精度。

图 6-18 所示的为端部带螺纹的圆锥销，可用于不通孔或拆卸困难的场合。其中图 6-18(a)为螺尾圆锥销，图 6-18(b)为内螺纹圆锥销。图 6-18(c)为开尾圆锥销，装入销孔后，尾端可稍张开以防止松脱，适用于有冲击、振动的场合。

图 6-19 所示的为槽销，用弹簧钢制造并经碾压或模锻而成，其外表面有 3 条纵向沟槽。将槽销打入销孔后，由于材料的弹性使销挤紧在销孔中，不易松脱，因而能承受振动和变载荷。安装槽销的孔不需要铰制孔，加工方便，可多次拆装。

销轴用于两零件的铰接处，构成铰链连接，如图 6-20 所示。销轴通常用开口销锁定，工作可靠，拆装方便。

(a)螺尾圆锥销　　(b)内螺纹圆锥销　　(c)开尾圆锥销

图 6-18　圆锥销类型

图 6-19　槽销

图 6-20　销轴连接

开口销如图 6-21 所示，装配时，将尾部分开，以防脱出。开口销除与销轴配合使用外，还常用于螺纹连接的防松装置中。

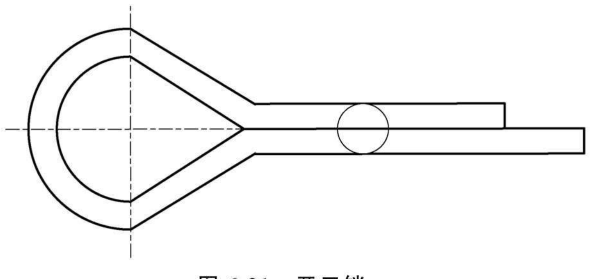


图 6-21　开口销

定位销通常不受载荷或只受很小的载荷，一般不须做强度校核，可按照结构选定直径，数目一般多于 2 个。销装入每一被连接件的长度为销直径的 1～2 倍。

连接销的类型根据工作要求而定，其尺寸可根据连接的结构特点按经验或规范确定，必要时按剪切和挤压条件进行强度校核。安全销在工作过程中过载时被剪断，因此销的直径按过载时被剪断的条件确定。

6.4　型面连接和胀紧连接

6.4.1　型面连接

把安装轮毂的那一段轴做成表面光滑的非圆形截面柱体或锥体，并在轮毂上制出相应的孔，这种利用非圆截面的轴与相应的毂孔构成的连接称为型面连接，也可称为成形连接，如图 6-22 所示。由于型面连接中没有键的存在，所以型面连接属于无键联结。柱形的型面连接只能传递扭矩，锥形的型面连接除传递扭矩外，还能传递单向的轴向力。

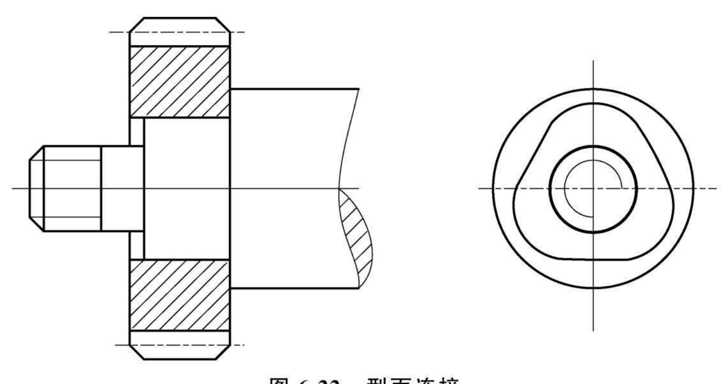


图 6-22　型面连接

型面连接装拆方便，能保证良好的对中性，没有应力集中源，承载能力大，但是加工工艺复杂。为了保证配合精度，非圆截面轴先经过车削，毂孔先经钻、镗或拉削，最后工序要在专用机床上磨削加工。

型面连接常用的型面曲线有摆线和等距曲线两种，此外，方形、正六边形及带切口的非圆形截面形状，在一般工程中也较为常见。

6.4.2　胀紧连接

利用锥面贴合并挤紧在轴毂之间的内外胀套构成的连接称为胀紧连接，如图 6-23 所示。胀紧连接也属于无键联结，它是依靠在轴向力作用下，内套缩小，外套胀大，与轴和毂孔压紧，产生足够大的摩擦力来传递转矩或轴向力的。

胀紧连接具有定心性好，装拆或调整轴毂间相对位置方便的特点，应力集中较小，承载能力高，并具有安全保护功能。其不足之处是占用轴向及径向空间较大。

为提高胀紧连接的承载能力，常常将多对胀紧套串联使用，但是由于轴向压紧力在各套之间传递中逐渐减弱，所以串联套的级数不宜过多，一般单项胀紧套数目不超过 4 对，双向胀紧套数目不超过 8 对。

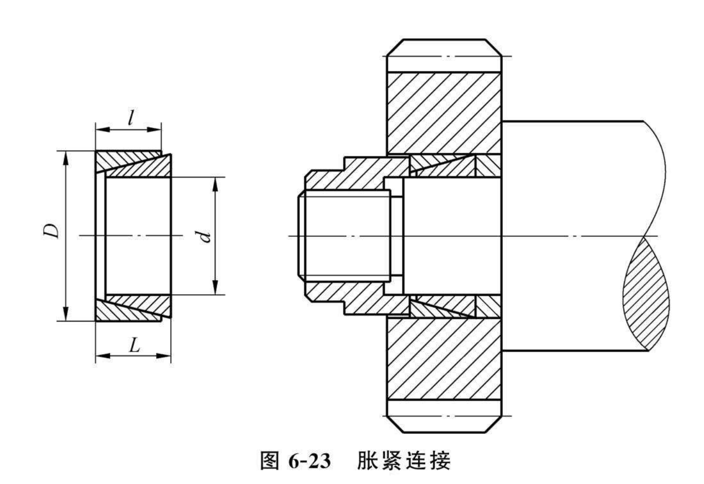


图 6-23　胀紧连接

胀紧套的型号已经标准化，选用时只须根据设计的轴和毂尺寸以及传递载荷的大小，查阅相关手册选择合适的型号和尺寸，使传递的载荷在需用范围内即可。

6.5　过盈配合连接

6.5.1　过盈配合连接的特点和应用

凡是不用键或花键实现的轴毂连接，统称为无键联结，过盈配合连接就是无键联结的常见类型之一。过盈配合连接是利用相互配合的零件间的装配过盈量来达到连接的目的，这种连接也可称为干涉配合连接或紧配合连接。如图 6-24 所示为两光滑圆柱面的过盈配合连接，包容件的实际尺寸小于被包容件的实际尺寸。装配后，配合面之间产生一定的径向压力，工作时依靠此压力产生的摩擦力来传递转矩或轴向力。

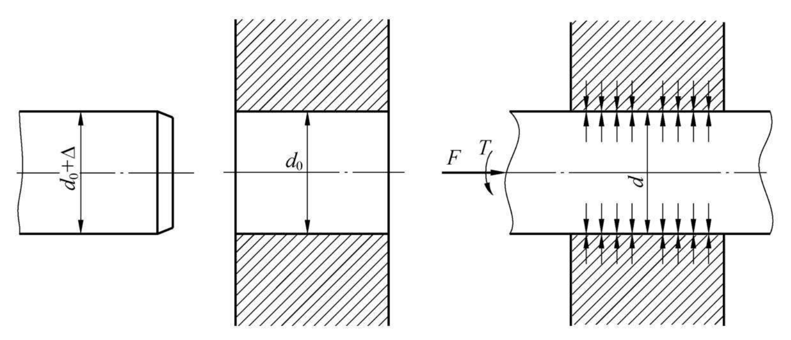


图 6-24　圆柱面过盈配合连接

过盈配合的特点是结构简单、对中性好、承载能力大、对轴及轮毂的强度削弱小、耐冲击性好。但是它也存在一些缺点，比如配合面加工精度要求高，承载能力和装配产生应力对实际过盈量很敏感，装拆不方便等。过盈配合连接主要用于轴与毂的连接、轮圈与轮芯的连接以及滚动轴承与轴或轴承座孔的连接等。

根据轴与毂的形状，过盈配合连接可分为圆柱过盈配合连接和圆锥过盈配合连接。

6.5.2　过盈配合连接的装配与拆卸

1. 过盈配合连接的装配

圆柱面过盈配合的装配方法有压入法和胀缩法(又称温差法)。

压入法是利用机械工具或压力机将被包容件直接压入包容件中。由于存在过盈量，在压入的过程中，配合表面的峰尖不可避免地会受到擦伤或压平，因而降低了连接的紧固性。通常在被包容件和包容件上做出导锥，并对过盈配合表面进行润滑，以方便装配、减轻损伤。如果两个被连接件材料相同，应使它们具有不同的硬度，以避免压入过程中产生胶合。如果过盈连接的孔为盲孔，应设有排气孔。压入法一般用于尺寸及过盈量较小的连接。

当过盈连接的连接面长度或实际过盈量较大或连接质量要求较高时，应采用温差法装配，即将孔零件加热使其膨胀，或将轴零件冷却使其收缩，或二者同时进行，然后进行装配，装配时配合面间无过盈。胀缩法一般是利用电炉在热油中加热，对于未经热处理的零件加热时加热温度应不高于 400 ℃,对于经过热处理的零件加热时加热温度应不高于零件的回火温度。冷却时多采用液态氮(可冷至－195 ℃)、低温箱(可冷至－140 ℃)或者固态二氧化碳(可冷至－79 ℃)等方法。加热时应防止配合面产生氧化皮。加热法常用于配合直径较大时；冷却法常用于配合直径较小时。

2. 过盈配合连接的拆卸

由于过盈连接经过多次拆装后，配合面会磨损严重，当装配过盈量很大时，装好后再拆卸就会更加困难。因此，为了保证多次装拆后配合仍具有良好的紧固性，可以采用液压拆卸，即在配合面间注入高压油，以胀大包容件的内径，缩小被包容件的外径，从而使连接便于拆卸，并减少配合面的损伤。为了可以使用液压拆装，需要对过盈配合连接的设计做出必要的结构措施，比如在轴和孔零件上制出油孔和环形槽，如图 6-25 所示，孔的直径和槽的数量可参考有关标准。

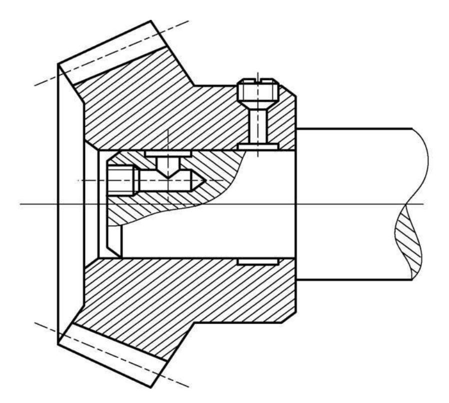


图 6-25　圆柱过盈连接液压辅助拆卸结构

6.5.3　过盈配合连接的设计计算

为便于过盈配合连接的设计计算，须做出一些假设：连接件中的应力处于平面应力状态，应变

均在弹性范围内；材料的弹性模量为常量；连接部分为两个等长的厚壁筒，配合面上的压力均匀分布。

过盈配合连接主要用于承受轴向力或传递转矩。为了保证过盈连接的工作能力，强度计算须包含两个方面：一是在已知载荷条件下，计算配合面间产生的压力和产生这个压力所需的最小过盈量；再者就是在选定的标准过盈配合下，校核连接的各个零件在最大过盈量时的强度。对于压入法，需要确定过盈配合连接的最大压入力和压出力；对于胀缩法，需要确定包容件加热温度及被包容件冷却温度。

以圆柱面过盈配合连接为研究对象，下面给出计算过程。

1. 配合面间所需的最小压强 $p_{\min}$

过盈配合连接应保证在载荷作用下连接件不发生相对运动，则配合面上所产生的摩擦阻力(或摩擦阻力矩)应大于或等于零件配合面所被传递的外力(或外力矩)。

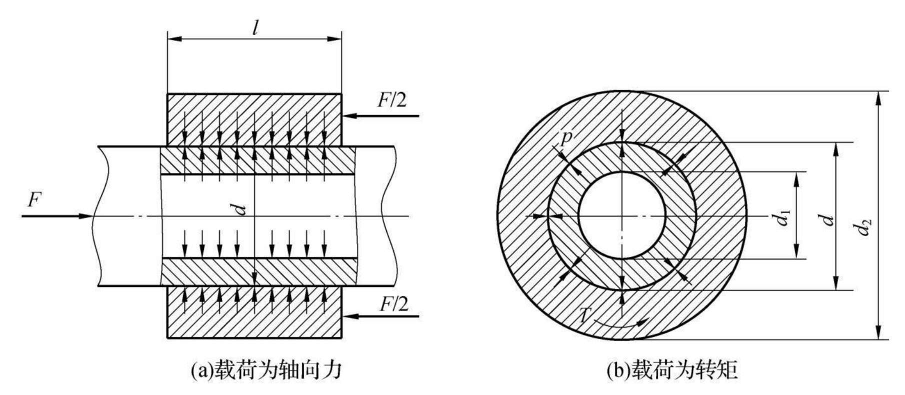


图 6-26 圆柱面过盈配合连接受力分析

当连接传递轴向力 F 时[图 6-26(a)]，有 $\pi dlpf \geqslant F$，因此有

$$p_{\min}=\frac{F}{\pi dlf} \tag{6-9}$$

当连接传递转矩 T 时[图 6-26(b)]，有 $\pi dlpfd/2 \geqslant T$，因此有

$$p_{\min}=\frac{2T}{\pi d^2 lf} \tag{6-10}$$

当连接同时传递轴向力 F 和转矩 T 时，有 $\pi dlpf \geqslant \sqrt{F^2+(2T/d)^2}$，因此有

$$p_{\min}=\frac{\sqrt{F^2+(2T/d)^2}}{\pi dlf} \tag{6-11}$$

式(6-9)～式(6-11)中，F 为轴向力，单位为 N；T 为转矩，单位为 N·mm；d 为配合表面的公称直径；l 为配合表面的长度，单位为 mm，一般推荐 $l \approx 0.9d$；f 为配合表面的摩擦因数，如表 6-4 所示。

表 6-4 过盈配合连接的摩擦因数 f 值

压入法			胀缩法		
零件材料	无润滑时	有润滑时	零件材料	结合方式、润滑	
钢—铸铁	0.11	0.08	钢—钢	油压扩张，压力油为矿物油	0.125
钢—结构钢	0.10	0.07		油压扩孔，压力油为甘油，结合面排油干净	0.18
钢—优质钢	0.11	0.08		在电炉中加热包容件至 300 ℃	0.14
钢—青铜	0.15～0.20	0.03～0.06		在电炉中加热包容件至 300 ℃以后，结合面脱脂	0.2
钢—铸铁	0.12～0.15	0.05～0.10	钢—铸铁	油压扩孔，压力油为矿物油	0.1
铸铁—铸铁	0.15～0.25	0.15～0.10	钢—铝镁合金	无润滑	0.10～0.15

2. 过盈配合连接的最小有效过盈量 $\delta_{\min}$

根据材料力学有关厚壁圆筒的计算理论，在径向压力为 p 时的过盈量为

$$\Delta = pd\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right) \tag{6-12}$$

则过盈配合连接传递载荷所需的最小过盈量为

$$\Delta_{\min} = p_{\min}d\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right) \tag{6-13}$$

式中，Δ、$\Delta_{\min}$分别为过盈配合连接的过盈量和最小过盈量，单位为 mm；

E_1、E_2 分别为包容件与被包容件材料的弹性模量，单位为 MPa；

C_1 为被包容件的刚性系数，$C_1=(d^2+d_1^2)/(d^2-d_1^2)-\mu_1$，$C_2$ 为包容件的刚性系数，$C_2=(d_2^2+d^2)/(d_2^2-d^2)+\mu_2$，$d_1$、$d_2$ 分别为被包容件和包容件的外径，单位为 mm；

μ_1、μ_2 分别为被包容件和包容件材料的泊松比，对于钢 $\mu=0.3$，对于铸铁 $\mu=0.25$。

过盈配合如采用胀缩法装配时，最小有效过盈量 $\delta_{\min}=\Delta_{\min}$。如采用压入法装配，在压入过程中配合表面微观凸起的峰尖将被部分压平，为保证足够的实际过盈量，应采用的过盈量为 $\delta_{\min}=\Delta_{\min}+0.8(R_{z1}+R_{z2})$，其中，$R_{z1}$ 和 R_{z2} 分别为被包容件和包容件配合表面上轮廓的最大高度，单位为 mm。

在求出最小过盈量后，应根据国家标准选取一个标准值，使该过盈配合的标准最小过盈量略大于或等于其计算值。

3. 过盈配合连接的强度校核

过盈配合连接的强度计算包括两个方面：连接的强度和连接零件本身的强度。按照上述方法选出的标准过盈配合已能产生所需的径向压力，即已能保证连接的强度。所以下面只讨论连接零件本身的强度。

过盈配合装配后，在配合面间产生的压力会使零件内部产生应力，应力沿圆周方向均匀分布，应力沿直径方向分布及其与表面压力之间的关系如图 6-27 所示。

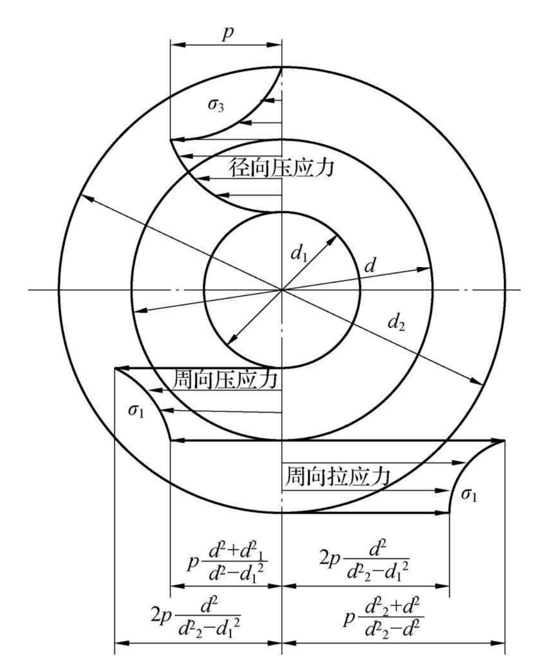


图 6-27 过盈连接中的应力大小及分布情况

按所选的过盈配合种类查出最大过盈量 δ_{max}（如采用压入法，应减掉被擦去的部分 $2u$），则可计算出最大径向压力

$$p_{max}=\frac{\delta_{max}}{d\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right)} \tag{6-14}$$

然后根据 p_{max}来校核连接零件本身的强度。

当孔零件为脆性材料时，其主要破坏形式是包容件内表层断裂，极限应力为零件的拉伸强度极限 σ_{B2}，强度条件为

$$p_{max}\leqslant\frac{d_2^2-d^2}{d_2^2+d^2}\times\frac{\sigma_{B2}}{2\sim3} \tag{6-15}$$

当孔零件为塑性材料时，危险应力在孔的内表面，极限应力为零件的屈服强度 σ_{S2}，强度条件为

$$p_{max}\leqslant\frac{d_2^2-d^2}{\sqrt{3d_2^4+d^4}}\times\sigma_{S2} \tag{6-16}$$

当空心轴为脆性材料时，危险应力出现在内表面，极限应力为材料的压缩强度极限 σ_{B1}，强度条件为

$$p_{max}\leqslant\frac{d^2-d_1^2}{2d^2}\times\frac{\sigma_{B1}}{2\sim3} \tag{6-17}$$

当空心轴为塑性材料时，危险应力仍出现在内表面，极限应力为材料的压缩强度极限 σ_{S1}，强度条件为

$$p_{max}\leqslant\frac{d^2-d_1^2}{2d^2}\times\sigma_{S1} \tag{6-18}$$

4. 过盈配合连接的最大压入力、压出力

当采用压入法装配时，最大压入力为 $F_i=\pi fdlp_{max}$，最大压出力为 $F_o=(1.3\sim1.5)\pi fdlp_{max}$。

5. 包容件加热及被包容件冷却温度

当采用胀缩法装配时，包容件加热温度为 $t_2=(\delta_{max}+\Delta_0)/(d\alpha_2)+t_0$，被包容件的冷却温度为 $t_1=-(\delta_{max}+\Delta_0)/(d\alpha_1)+t_0$。$\Delta_0$ 为装配时为了避免配合面相互擦伤所需要的最小间隙，通常采用同样公称直径的间隙配合 H7/g6 的最小间隙，单位为 mm，α_1、α_2 分别为被包容件和包容件材料的线膨胀系数，t_0 为装配环境温度。

[例 6-1]　已知某减速器，直齿圆柱齿轮安装在轴的中间，齿轮和轴的材料都是铸钢，用键构成静连接。齿轮精度为 7 级，装齿轮处的轴径 $d=70$ mm，齿轮轮毂宽度为 100 mm，传递转矩为 2200 N·m，载荷有轻微冲击，试设计此键联结。

解：(1)选择键联结的类型和尺寸。一般 8 级以上精度的齿轮有定心精度要求，应选用平键联结。由于齿轮不在轴端，故选用圆头普通平键(A 型)。

根据 $d=70$ mm，查表 6-1 可得键的截面尺寸：宽度 $b=20$ mm，高度 $h=12$ mm。由轮毂宽度并参考件的长度系列，选取键长 $L=90$ mm。

(2)校核键联结强度。键、轴和轮毂材料都是钢，由表 6-2 查得许用挤压应力为 $[\sigma_p]=100\sim120$ MPa，可取 $[\sigma_p]=110$ MPa，键的工作长度为 $l=L-b=(90-20)\text{mm}=70$ mm，键与轮毂键槽的接触高度为 $k=0.5h=0.5\times12\text{ mm}=6$ mm。

$$\sigma_p=\frac{2T}{kld}=\frac{2\times2200\times1000}{6\times70\times70}\text{MPa}=149.7\text{ MPa}>[\sigma_p]$$

由此可见键联结的挤压强度不够，考虑到相差较大，因此改用双键，相隔 180°布置。

双键的工作长度为 $l=1.5\times70\text{ mm}=150$ mm，因此可得

$$\sigma_p=\frac{2T}{kld}=\frac{2\times2200\times1000}{6\times105\times70}\text{MPa}=99.8\text{ MPa}<[\sigma_p]$$

由此可见，采用双键联结较为合适。键的标记为：键 20×90GB1096—1979。

【本章要点】

(1)键联结类型有平键联结、半圆键联结、切向键联结、楔键联结和花键联结等。

(2)无键联结类型有型面连接、胀紧连接和过盈配合连接等。

(3)键联结的类型、特点，花键联结的类型和特点，销联结的类型和特点，型面连接、胀紧连接及过盈配合连接的特点。

(4)重点为常用键联结的强度计算方法，花键联结的失效形式及强度校核方法。

(5)过盈配合连接的特点、装配拆卸方法，难点为设计计算和强度计算方法。

课后习题

6-1 键联结中哪些是静连接？哪些是动连接？哪些是松连接？哪些是紧连接？

6-2 平键联结失效形式是什么？其尺寸和类型怎么选择？

6-3 采用两个平键时，为什么布置在沿圆周相隔180°的位置？而采用半圆键时，却布置在同一母线上？

6-4 与平键联结相比，花键联结有哪些优缺点？

6-5 花键联结有几种定心方式？各有什么特点？用于什么场合？

6-6 无键联结有哪几种类型？各有什么优缺点？

6-7 销联结有哪些类型？如何进行销的设计？

6-8 过盈配合连接的工作原理是什么？

6-9 过盈配合连接有几种装配方法？各有何特点？

6-10 在直径为60 mm的轴端安装一钢制圆柱齿轮，精度为7级，轮毂长度为90 mm，工作时载荷平稳，试设计平键联结，并计算其能传递的最大转矩。

6-11 变速箱中双联滑移齿轮，采用矩形花键联结。齿轮在空载下移动，工作情况良好，外径 $D=40$ mm，齿轮轮毂长 $L=60$ mm，轴及齿轮材料为钢并经热处理，硬度为HRC30，试按传递转矩最大选择尺寸系列，求传递转矩，并注明花键代号。

6-12 图6-28为过盈连接的组合齿轮，齿圈材料为45钢，轮芯材料为铸铁HT250；已知传递转矩为 $T=7\times10^6$ N·mm，结构尺寸如图6-28所示，装配后不再拆开，装配时配合面用润滑油润滑，试决定其标准过盈量和压入力。

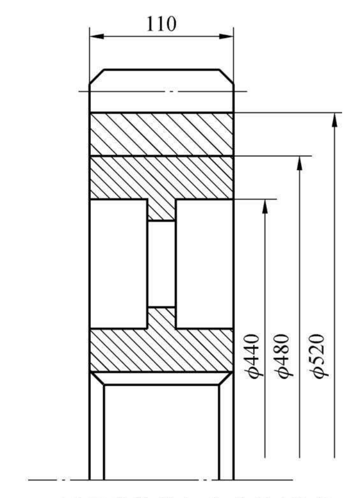


图6-28 过盈连接的组合齿轮(单位：mm)

第7章　带　传　动

【学习重点】

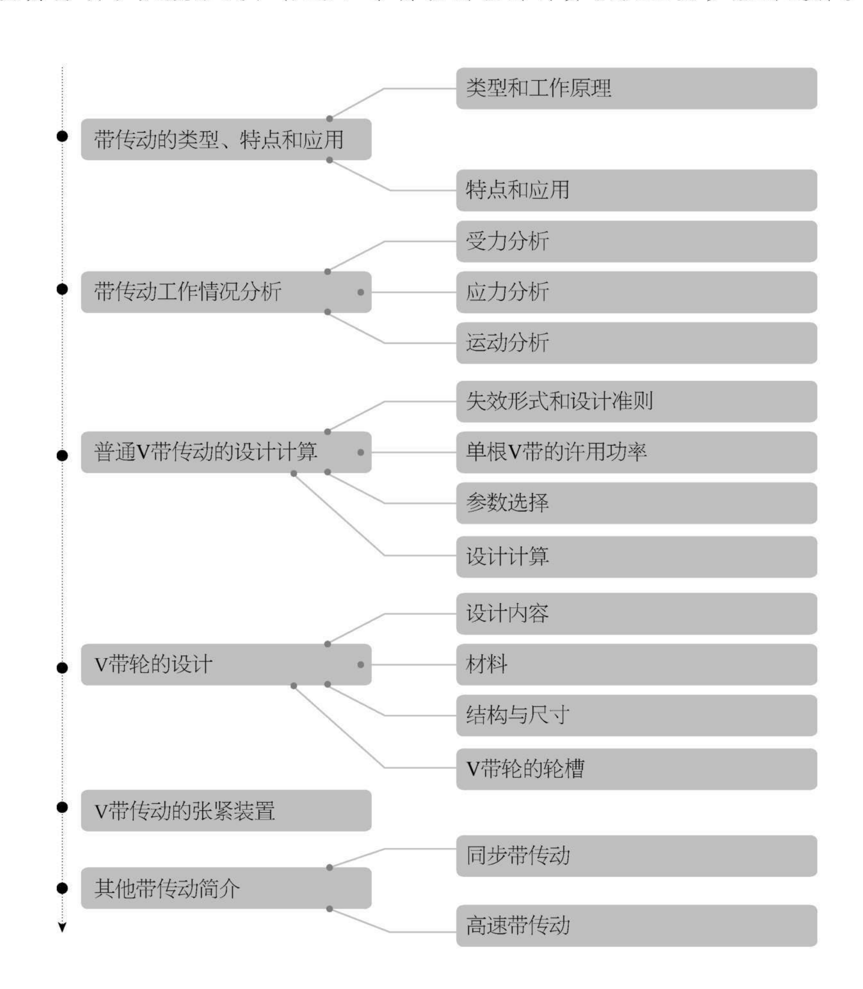
了解同步带传动、高速带传动等基本知识；

熟悉带传动的类型、特点和应用场合；

理解带传动的工作原理、设计计算以及主要参数的选择方法。

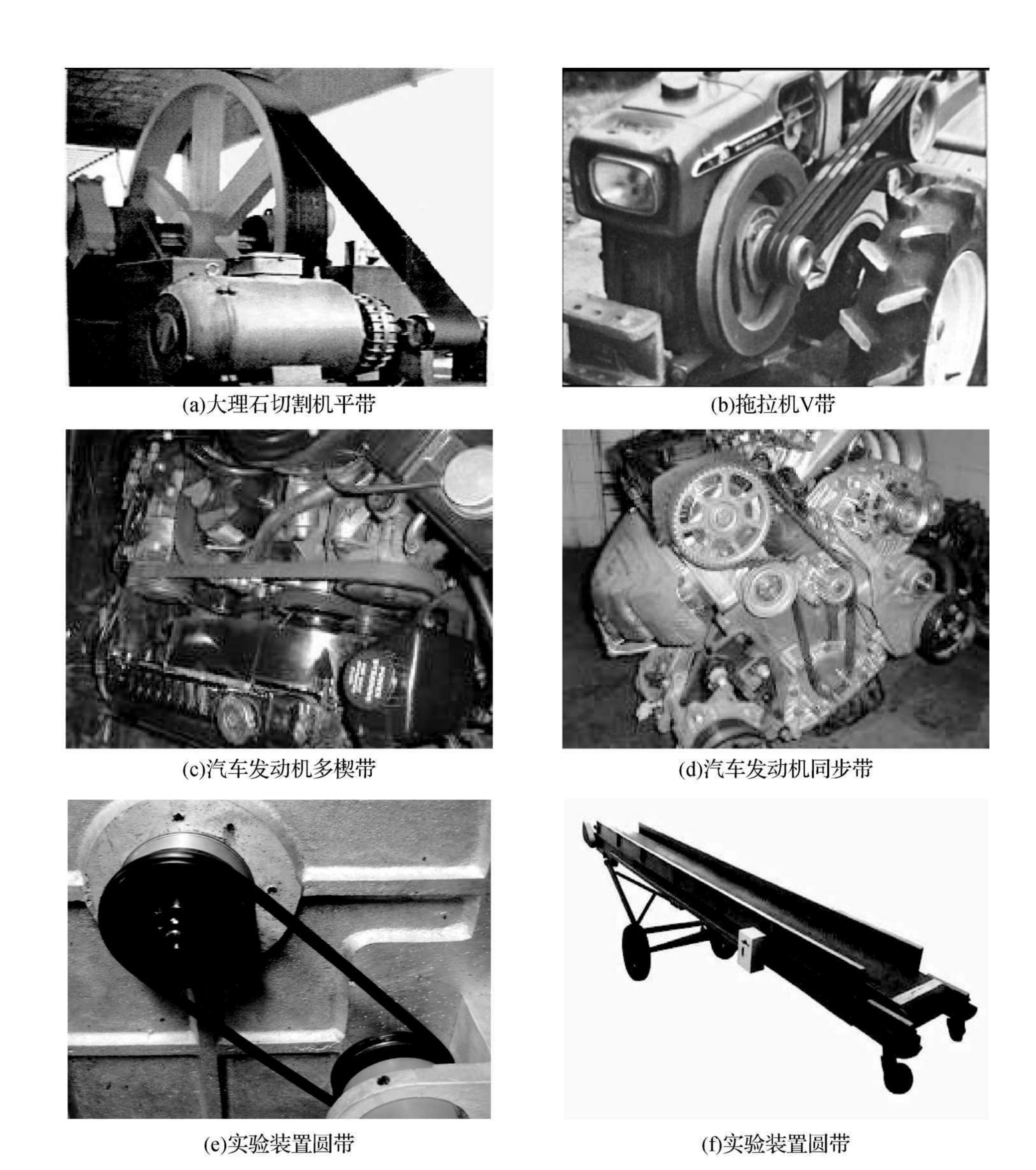
【学习难点】

带传动的受力分析、失效形式和普通 V 带传动的设计计算以及主要参数的选择。



【本章导入】

带传动是利用张紧在带轮上的柔性带进行动力传递的一种机械传动，其可以在大的轴间距和多轴间传递动力，在近代机械传动中应用十分广泛。带传动除用以传递动力外，有时也用来输送物料、进行零件的整列等。图 7-1 为常用带传动的实例。



(a)大理石切割机平带　(b)拖拉机V带　(c)汽车发动机多楔带　(d)汽车发动机同步带　(e)实验装置圆带　(f)实验装置圆带

图 7-1　带传动的实例

为了弄清楚系统里面是否需要带传动，那么我们就需要弄清楚带传动的类型、特点和应用场合。确定采用带传动后，就需要掌握更多的知识：首先了解带传动的工作原理，分析带传动所承受的力和应力，从而得出带传动的失效形式；其次根据失效形式确定设计准则；然后依据传递的功率、原动机工作机类型、转速以及传动比大小等工作条件选取合理的参数进行带传动设计计算；最后对带轮的结构进行详细设计。

7.1　带传动的类型、特点和应用

7.1.1　类型和工作原理

带传动是一种应用很广泛的挠性机械传动，它由主动带轮、传动带和从动带轮组成，如图 7-2 所示。根据工作原理的不同，带传动可分为摩擦型带传动(图 7-3)和啮合型带传动(或同步带传动)(图 7-4)两类。前者利用带和带轮间的摩擦力来传递运动和动力，而后者则利用带上凸齿与带轮齿的啮合来传递运动和动力。带传动在机械中应用广泛，除用来传递运动和动力外，有时也用来输送物料等。

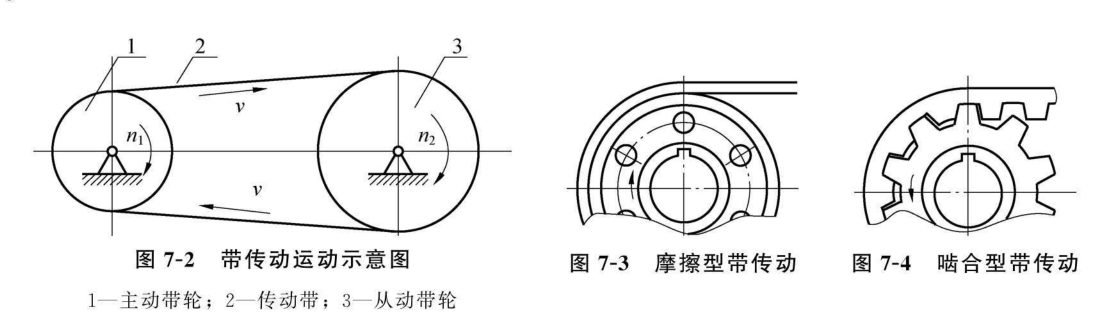


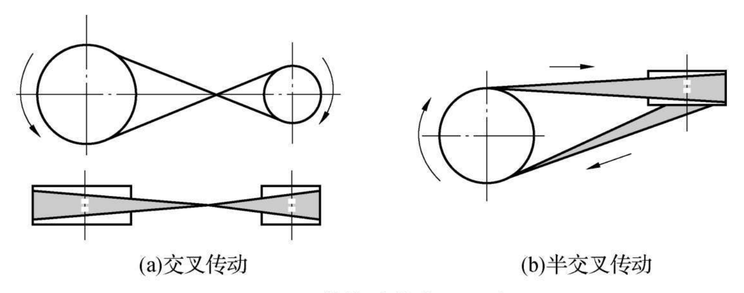
图 7-2　带传动运动示意图

1—主动带轮；2—传动带；3—从动带轮

图 7-3　摩擦型带传动

图 7-4　啮合型带传动

根据带传动的布置形式，带传动可以分为开口传动(图 7-2)、交叉传动[图 7-5(a)]和半交叉传动[图 7-5(b)]，其中交叉传动、半交叉传动只能用于平带传动和圆带传动。



(a)交叉传动　　(b)半交叉传动

图 7-5　带传动的布置形式

根据传动带的横截面形状，摩擦型带传动可分为平带传动、V 带传动和圆形带传动，其中 V 带传动又可分为普通 V 带传动、窄 V 带传动、联组 V 带传动、多楔带传动、大楔角 V 带传动和宽 V 带传动等多种类型；啮合型带传动可分为梯形齿同步带传动和圆弧齿同步带传动等。摩擦型传动带如图 7-6 所示。由于普通 V 带传动应用最广，其设计理论具有普遍性，故本章重点介绍普通 V 带传动的设计方法，其他类型 V 带传动的设计方法可查阅有关机械设计手册。

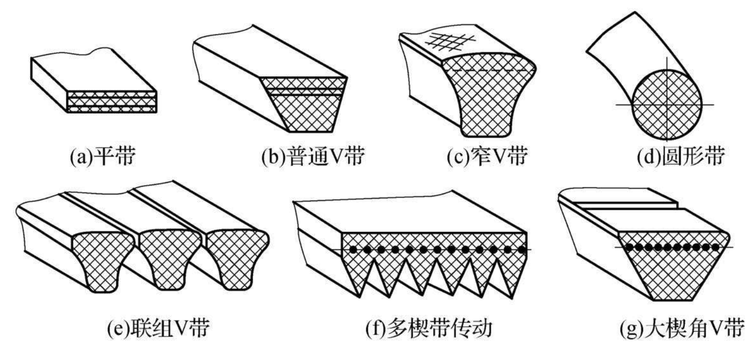


图 7-6 摩擦型传动带的几种类型

1. 摩擦型带传动

(1)平带传动

平带传动结构简单，传动效率高，带轮容易制造，在传动中心距较大的场合下应用较多。平带截面[图 7-6(a)]为矩形，常用的平带有胶帆布平带、编织平带(棉织、毛织和缝合棉布带)、锦纶片复合平带和高速环形胶带等。其中胶帆布平带应用最广，它的规格尺寸可查阅国家标准或手册。

(2)普通 V 带

普通 V 带的截面[图 7-6(b)]为等腰梯形，张紧在 V 带轮的楔形槽中。V 带以其两侧面与轮槽接触，承载能力较同尺寸的平带大。

图 7-7 为平带传动与 V 带传动工作能力比较。

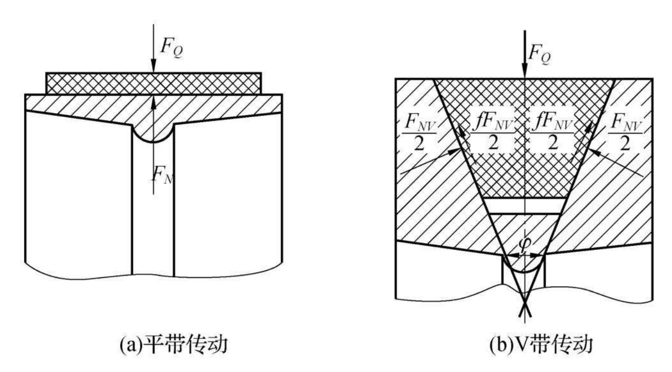


图 7-7 平带与 V 带传动局部剖视图

F_Q为带对带轮的压紧力，F_N为平带轮对带的正压力，F_{NV}为 V 带轮侧面对带的正压力，f 为带与带轮之间的摩擦系数，φ 为 V 带带轮的槽楔角。

平带的工作面为与带轮接触的内周面，带与带轮之间的摩擦力 F_f 为

$$F_f = fF_N = fF_Q$$

V 带的工作面为两侧面，根据力的平衡条件可知

$$F_Q = F_{NV}\left(\sin\frac{\varphi}{2} + f\cos\frac{\varphi}{2}\right)$$

$$F_{NV} = \frac{F_Q}{\sin\frac{\varphi}{2} + f\cos\frac{\varphi}{2}} > F_N$$

因此，V 带与带轮之间的摩擦力 F_{fV} 为

$$F_{fV}=fF_{NV}=\frac{fF_Q}{\sin\frac{\varphi}{2}+f\cos\frac{\varphi}{2}}=f_VF_Q$$

$$f_V=\frac{f}{\sin\frac{\varphi}{2}+f\cos\frac{\varphi}{2}}>f$$

式中，f_V——当量摩擦系数。

显然，$F_{NV}>F_N$，当量摩擦系数 $f_V>f$，这就是 V 带的楔形增压原理。即在同样条件下，V 带比平带传递的功率大。为保证 V 带两侧面工作可靠，V 带与带轮轮槽底部应有间隙[图 7-7(b)]，否则将显著降低其传递功率的能力。

普通 V 带是无接头的环形带。截面结构如图 7-8 所示，它由四部分组成：用橡胶填充制成的伸张层；由线绳结构或帘布结构构成的强力层；用橡胶填充成的压缩层；由橡胶帆布构成的包布层。线绳结构比较柔软，V 带挠曲性好，弯曲疲劳强度较高，但抗拉强度低，常用于载荷较小、直径较小的带轮和转速较高的场合。帘布结构制造容易，抗拉强度高，一般用途的 V 带多采用这种结构。

当带垂直其底边弯曲时，在带中保持原长度不变的任意一条周线称为节线[图 7-9(a)]，由全部节线构成的面称为节面[图 7-9(b)]，带的节面宽度称为节宽，以 b_p 表示。带在弯曲时，节宽保持不变。把 V 带套在规定尺寸的测量带轮上，在规定的张紧力下，沿 V 带的节宽巡行一周，即为 V 带的基准长度 L_d，此时带的节宽对应的带轮直径(节圆直径)，即为带轮的基准直径 d_d。V 带的基准长度用于带传动的几何尺寸计算和带的标记，基准长度已经标准化，普通 V 带的基准长度系列如表 7-5 所示。

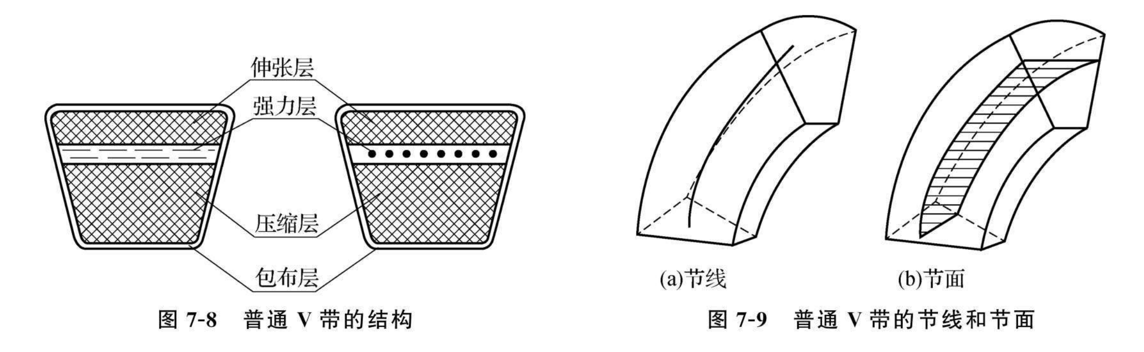


图 7-8　普通 V 带的结构　　**图 7-9　普通 V 带的节线和节面**

普通 V 带按截面尺寸依次由小到大分为 Y、Z、A、B、C、D、E 七种型号，尺寸依次增大，各型号的截面尺寸如表 7-1 所示。

普通 V 带的标记为型号、基准长度、标准号。例如，标记为 B1000GB/T 11544－1997，表示 B 型带、基准长度为 1000 mm。

(3)窄 V 带传动

窄 V 带传动是近年来国际上逐渐应用的一种 V 带传动，其横截面结构与普通 V 带类似。窄 V 带的承载层采用聚酯(涤纶)等合成纤维或钢丝绳。普通 V 带高与节宽比为 0.7，窄 V 带高与节宽比为 0.9。窄 V 带按截面尺寸依次由小到大分为 SPZ、SPA、SPB、SPC 四种型号，其结构和有关尺寸已经标准化。

窄 V 带的强力层上移且顶面微呈鼓形[图 7-6(c)]，从而提高了带的强度和承载能力。窄 V 带承载能力高(适用于高速)，最高允许速度可达 40～50 m/s，适用于传递大功率而又要求结构紧凑的场合。

窄 V 带的截面尺寸如表 7-1 所示。窄 V 带的基准长度系列如表 7-6 所示。

(4)圆形带传动

圆形带传动结构简单，便于快速装拆，但只能传递很小的功率，可用于须双面传动的场合。一般用于轻型机械，如缝纫机等。圆形带截面[7-6(d)]为圆形，常用的圆形带有圆皮带、圆绳带和圆锦纶带等。

(5)多楔带传动

多楔带传动的特点是在平带的基体下做出若干个 V 带[图 7-6(e)]，带轮也做出相应的 V 形轮槽。其兼有 V 带摩擦力大和平带柔韧性好的优点，可传递较大的功率，由于多楔带轻而薄，工作时弯曲应力和离心应力较小，可使用较小的带轮，减小了传动的尺寸，而且带的挠曲性好、载荷沿带宽分部较均匀，可用于有冲击载荷的传动。近年来，多楔带传动的应用已得到迅速发展。其缺点是要求较高的制造和安装精度。

表 7-1　普通 V 带、窄 V 带的截面尺寸和单位长度质量

带型		节宽 b_p/mm	顶宽 b/mm	高度 h/mm	楔角 φ	单位长度质量 $q/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1})$
普通 V 带	窄 V 带					
Y		5.3	6	4		0.04
Z		8.5	10	6		0.06
	SPZ			8		0.07
A		11.0	13	8		0.10
	SPA			10		0.12
B		14.0	17	11	40°	0.17
	SPB			14		0.20
C		19.0	22	14		0.30
	SPC			18		0.37
D		27.0	32	19		0.60
E		32.0	38	23.5		0.87

(6)联组 V 带

联组 V 带传动的特点是由几条相同的 V 带在顶面连成一体的 V 带[图 7-6(f)]。它克服了普通 V 带多根带之间的受力不均匀现象，减少了各单根带传动的横向振动，因而使带的寿命提高。其缺点是要求较高的制造和安装精度。

2. 啮合型带传动

啮合型带传动一般也称为同步带传动。与摩擦型带传动比较，同步带传动的带轮与传动带之间

无相对滑动，能够保证严格传动比，故越来越广泛地应用于仪器仪表和办公设备，但是对制造安装要求较高。

7.1.2 特点和应用

1. 摩擦型带传动

摩擦型带传动的主要优点有以下几点：

(1)带是弹性体，能缓冲吸振，故传动平稳，噪声小。

(2)过载时，带在带轮上打滑，因而可防止其他零件损坏，起到过载保护作用。

(3)适用于两轴中心距较大的场合。

(4)结构简单，制造和安装精度比啮合传动低，易于制造和安装，故成本较低。

主要缺点是：摩擦型带传动有弹性滑动现象，不能保证准确传动比；传动效率较低；带的寿命较短；需较大张紧力，轴和轴承受力较大；外廓尺寸较大。

摩擦型带传动在多级传动系统中通常用于高速级传动。由于带传动效率较齿轮传动低，所以大功率带传动较为少用，传动功率 P 一般不大于 50 kW，带的工作速度通常为 5～25 m/s，特种高速带可达到 60 m/s 以上；常用的传动比为 2～4，平带可达到 5，V 带可以达到 7，有张紧轮时可以达到 10。

2. 啮合型带传动

啮合型带传动的优点主要有以下几点：

(1)传动平稳，噪声小，传动效率高(可达 0.98～0.99)。

(2)传动比准确，且传动比大，可达 12～20，结构紧凑。

(3)适用于高速，带速可达 80 m/s。

(4)双面同步带可用于多轴正反向传动。

主要缺点是：制造、安装精度要求高；中心距要求严格；成本高。

7.2 带传动工作情况分析

7.2.1 受力分析

1. 带传动的有效拉力 F_e

摩擦型带传动在安装时，带必须以一定的初拉力 F_0 紧套在带轮上，由于 F_0 的作用，带和带轮的接触面上产生正压力。在工作前，带的两边拉力相等，均等于 F_0，如图 7-10(a)所示。当主动带轮受到驱动转矩 T_1 作用开始转动时，在主动带轮一端，带轮为主动，带为从动，带轮给带的摩擦力 $\sum F_f$ 向上；在从动带轮一端，带为主动，带轮为从动，故带轮给带的摩擦力 $\sum F_f$ 也向上，如图 7-10(b)所示。显然，带在摩擦力的作用下，进入主动轮的一边被进一步拉紧，形成紧边，其拉力由

F_0增大到F_1；退出主动轮的一边拉力减小，形成松边，其拉力由F_0减小到F_2。

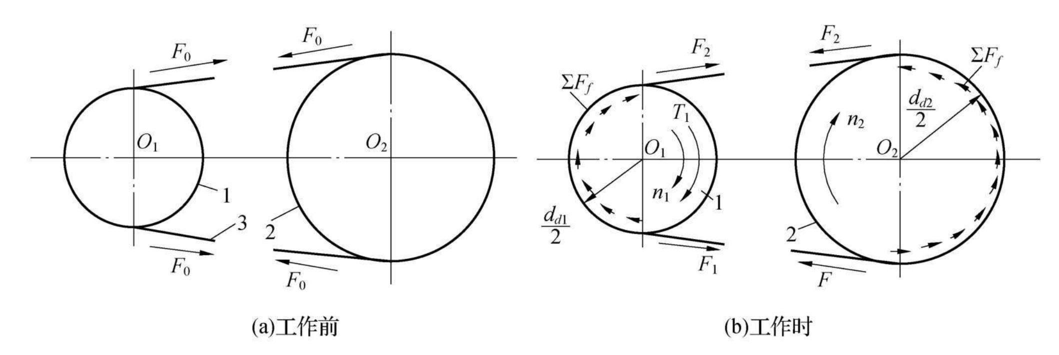


图 7-10 带传动的受力分析

取主动轮及其一侧的带为分离体，根据力矩平衡方程

$$T_1=(F_1-F_2)\frac{d_{d1}}{2} \tag{7-1}$$

式中，d_{d1}——带轮的基准直径，单位为 mm。

紧边拉力F_1与松边拉力F_2的差值称为带传动的有效拉力(传递的有效圆周力)F_e，它等于分布在带和带轮接触面上的摩擦力的总和$\sum F_f$。带传动依靠有效拉力F_e实现功率P的传递，因此有

$$F_e=\sum F_f=F_1-F_2=\frac{1000P}{v} \tag{7-2}$$

式中，P——带传递的功率，单位为 kW；

v——带速，单位为 m/s；

F_e——带传动的有效拉力，单位为 N。

带工作时，松边、紧边拉力不相等。假设带在弹性范围内变化，即符合虎克定律。如果近似认为工作前、后带的总长度不变，则传动带工作时紧边的伸长量增量与松边的缩短量减量相等。因此传动带工作时紧边拉力的增加量与松边拉力的减小量应相等，即

$$F_1-F_0=F_0-F_2$$

$$F_1+F_2=2F_0 \tag{7-3}$$

与(7-2)联立，可得：

$$F_1=F_0+\frac{F_e}{2}$$

$$F_2=F_0-\frac{F_e}{2} \tag{7-4}$$

因为$\sum F_f$与接触面间的正压力成正比，所以F_e($\sum F_f$)必定随着初拉力F_0的增大而增大，但F_0受材料、强度等因素的限制，不能无限制增大；而接触面间的摩擦系数f也受限于某一数值，因此带传动的有效拉力F_e必有一极限值F_{ec}，当$F_e>F_{ec}$时，就会发生打滑现象。带传递的功率P一定时，v越大，F_e越小，越不易打滑，所以带传动通常放在高速级上。

2. 离心拉力 F_c

在图 7-11 中取一微弧段带 dl 进行分析，所对应的包角为 dα，若每米带的质量为q(表 7-1)，当

微弧段以速度 v 绕带轮做圆周运动时，具有向心加速度 $a_n(=2v^2/d_{d1})$。带上每一质点都受离心惯性力的作用，该微弧段的离心惯性力为

$$dF_{Nc}=dma_n=d_{d1}/2\cdot d\alpha\cdot q\cdot\frac{v^2}{d_{d1}/2}=qv^2d\alpha$$

图 7-11　带传动离心拉力计算简图

而离心惯性力 dF_{Nc} 和由其引起的离心拉力 F_c 相平衡，沿水平方向，则有

$$\sum F_x=0$$

$$2F_c\cdot\sin\frac{d\alpha}{2}=dF_{Nc}$$

上式中，因 $d\alpha$ 很小，故可取 $\sin\frac{d\alpha}{2}\approx\frac{d\alpha}{2}$，得离心拉力

$$F_c=qv^2 \tag{7-5}$$

由于带为封闭环形，因此离心拉力 F_c 作用于带的全长。

3. 带传动的极限有效拉力 F_{ec} 及其影响因素

带传动中，当其他条件不变且初拉力 F_0 一定时，带和带轮之间的摩擦力有一极限值，该极限值限制着带的传动能力。

现以平带为例，分析带在即将打滑时紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 的关系，如图 7-12 所示为带传动极限有效拉力计算简图。在带上截取一微段 dl，带上各力的平衡条件如下：

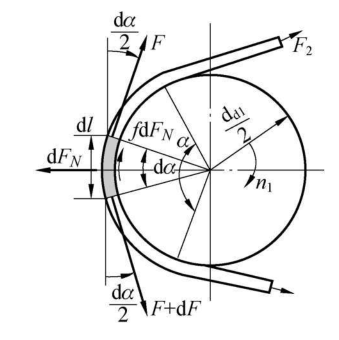


图 7-12　带传动极限有效拉力计算简图

沿垂直方向

$$(F+dF)\cos\frac{d\alpha}{2}-F\cos\frac{d\alpha}{2}-f\,dF_N=0$$

式中，dF——紧边拉力增量；

dF_N——带轮给微段带的正压力。

取 $\cos\frac{d\alpha}{2}\approx1$，整理上式为

$$dF=f\,dF_N \tag{7-6}$$

沿水平方向

$$F\sin\frac{d\alpha}{2}+(F+dF)\sin\frac{d\alpha}{2}-dF_N=0$$

取 $\sin\frac{d\alpha}{2}\approx\frac{d\alpha}{2}$，略去二阶无穷小量，整理上式为

$$F\,d\alpha=dF_N \tag{7-7}$$

【小提示】

离心力在带中产生离心拉力松紧两边平衡，此处不考虑。

由式(7-6)、式(7-7)联立，可得

$$dF=fF\,d\alpha$$

积分上式，得

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{\mathrm{d}F}{F} = \int_0^{\alpha} f \,\mathrm{d}\alpha$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \mathrm{e}^{f\alpha} \tag{7-8}$$

式中，e——自然对数的底数，e=2.718；

f——摩擦系数(与带、带轮的材料及工况有关)；

α——带在带轮上的包角，单位为 rad。

由于小带轮上的包角 α_1 小于大带轮上的包角 α_2，因此小带轮上的总摩擦力相应地小于大带轮上的总摩擦力。因此，带传动的工作能力取决于小带轮上的总摩擦力，所以上式中包角用 α_1。

由式(7-2)、式(7-8)联立可得，带中紧边极限拉力与松边极限拉力为

$$F_1 = \frac{F_e \mathrm{e}^{f\alpha_1}}{\mathrm{e}^{f\alpha_1} - 1},\quad F_2 = \frac{F_e}{\mathrm{e}^{f\alpha_1} - 1} \tag{7-9}$$

由式(7-3)和式(7-9)联立可得，带与带轮之间的极限摩擦力 $\sum F_{f\max}$，即带传动的极限有效拉力 F_{ec} 为

$$F_{ec} = \sum F_{f\max} = 2F_0\left(\frac{\mathrm{e}^{f\alpha_1} - 1}{\mathrm{e}^{f\alpha_1} + 1}\right) \tag{7-10}$$

式(7-10)给出的是带传动在极限状态下各力之间的关系，或者说是给出了一个具体的带传动所能提供的最大有效拉力 F_{ec}。当已知带传递的载荷时，可根据式(7-12)确定所需要的最小初拉力 $F_{0\min}$。

由式(7-10)可知，最大有效拉力 F_{ec} 与初拉力 F_0、小轮包角 α_1 以及带与带轮之间的摩擦系数 f 等因素有关。当初拉力 F_0、小轮包角 α_1 以及带与带轮之间的摩擦系数 f 增大时，能传递的最大有效拉力 F_{ec} 增大，带传动的承载能力提高。

上述公式是按平带传动推导的，用于 V 带传动时，应将各式中的摩擦系数 f 用当量摩擦系数 f_v 代替。

7.2.2 应力分析

带传动工作时，带中的应力有以下几种。

1. 拉应力

拉应力包括紧边拉应力 σ_1 和松边拉应力 σ_2

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}\quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} \tag{7-11}$$

式中，σ_1、σ_2——紧边和松边拉应力，单位为 MPa；

F_1、F_2——紧边和松边拉力，单位为 N；

A——带的横截面积，单位为 mm^2。

2. 离心拉应力

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A} \tag{7-12}$$

3. 弯曲应力

传动带绕在带轮上时，在带中会产生弯曲应力 σ_{b1} 和 σ_{b2}，由材料力学可知，带最外层的弯曲应力为

$$\sigma_b = \frac{2E_b y_0}{d_d} \tag{7-13}$$

式中，E_b——带的弹性模量，单位为 MPa；

y_0——带的最外层到节面的距离，单位为 mm；

d_d——带轮基准直径，单位为 mm。

由上式可知，带越厚、带轮直径越小，弯曲应力就越大，所以带轮直径不宜太小。

图 7-13 表示带工作时的应力分布情况。带中可能产生的瞬时最大应力发生在带的紧边开始绕上小带轮处，此处的最大应力可近似地表示为

$$\sigma_{\max} \approx \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \tag{7-14}$$

由图 7-13 可见，带在运动过程中，带上任一点的应力都要发生变化。当带工作一定时间之后，将会因为疲劳而发生断裂或塑性变形。

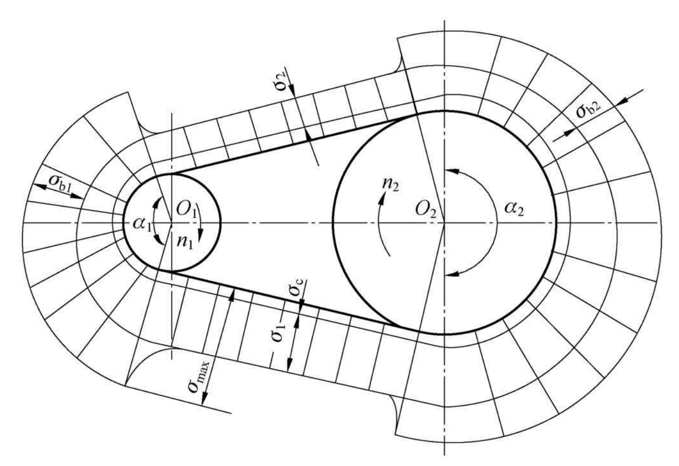


图 7-13　带的应力分布

7.2.3　运动分析

1. 带的弹性滑动和打滑

带是弹性体，受力后会产生弹性变形，由于松、紧边受力不同，所以变形量不同，如图 7-14 所示。在小带轮上，带的拉力从紧边拉力 F_1 逐渐降低到松边拉力 F_2，带的弹性变形量逐渐减少，因此带相对于小带轮表面向后退缩，使得带的速度低于小带轮的线速度 v_1；在大带轮上，带的拉力从松边拉力 F_2 逐渐增大到紧边拉力 F_1，带的弹性变形量逐渐增加，带相对大带轮表面向前伸长，使得带的速度高于大带轮的线速度 v_2。这种由于带的弹性变形而引起的带与带轮表面间的微量滑动，称为带传动的弹性滑动。因为带传动工作时，紧边和松边拉力不同，所以弹性滑动也总是存在的，它是摩擦型带传动正常工作时不可避免的固有特性。

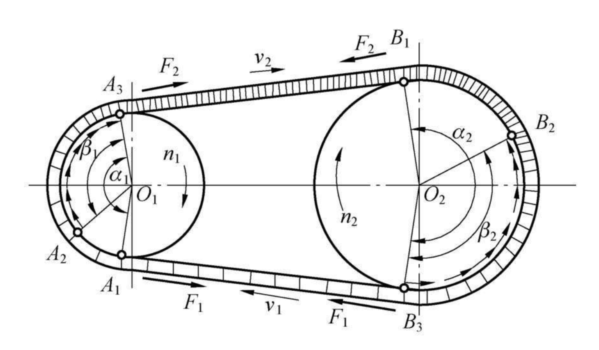


图 7-14 带传动的弹性滑动

由于弹性滑动的存在，大带轮的线速度 v_2 小于小带轮的线速度 v_1，降低了传动效率，使得带与带轮磨损增加和温度升高。

试验结果表明，弹性滑动只发生在带离开带轮前的部分接触弧 A_2A_3 和 B_2B_3 上，这部分接触弧称为滑动弧，A_1A_2 和 B_1B_2 则称为静弧。滑动弧和静弧所对应的中心角分别称为滑动角(β_1、β_2)和静角。滑动弧随载荷的增大而增大，当传递的有效拉力达到极限值 F_{ec} 时，小带轮上的滑动弧增至全部接触弧，即 $\beta_1=\alpha_1$。如果载荷继续增大，则带与小带轮接触面间将发生显著的相对滑动，这种现象称为打滑。打滑将使带严重磨损和发热，从动轮转速急剧下降，从而使带传动失效，所以打滑是必须避免的。但在传动突然超载时，打滑却可以起到过载保护的作用，避免其他零件发生损坏。

2. 滑动率 ε 和传动比 i_{12}

由带的弹性滑动引起的从动带轮相对于主动带轮圆周速度的降低率 ε，称为滑动率，即

$$\varepsilon=\frac{v_1-v_2}{v_1}\times 100\% \tag{7-15}$$

其中，$v_1=\dfrac{\pi d_{d1}n_1}{60\times 1000}$，$v_2=\dfrac{\pi d_{d2}n_2}{60\times 1000}$。

式中，v_1、v_2——主、从动带轮的线速度，单位为 m/s；

d_{d1}、d_{d2}——主、从动带轮的基准直径，单位为 mm；

n_1、n_2——主、从动轮的转速，单位为 r/min。

由式(7-15)可得，考虑弹性滑动影响的传动比为

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\varepsilon)} \tag{7-16}$$

滑动率反映了弹性滑动的大小，它与传递的有效拉力及带的结构、材质等因素有关，通常是变化的，因此带传动不能保持恒定的传动比。

一般 ε 为 1%～2%，粗略计算时可以忽略不计。因此在一般的带传动中传动比近似可取为

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}\approx\frac{d_{d2}}{d_{d1}} \tag{7-17}$$

由于弹性滑动随着有效拉力 F_e 的大小变化，所以滑动率的大小与带传动传递的功率有关。此外，选用弹性模量 E 大的材料，可减小弹性滑动，减小滑动率。

7.3　普通 V 带传动的设计计算

7.3.1　失效形式和设计准则

带传动的主要失效形式是打滑和疲劳破坏。因此，带传动的设计准则是：在保证不打滑的条件下，具有一定的疲劳强度和寿命。

7.3.2　单根 V 带的许用功率

由式(7-2)、式(7-8)、式(7-11)可得带传动不出现打滑的极限有效拉力为

$$F_{ec}=F_{f\max}=F_1(1-\frac{1}{e^{f\alpha_1}})=\sigma_1 A(1-\frac{1}{e^{f\alpha_1}}) \tag{7-18}$$

根据带的应力分析，带的疲劳强度条件为

$$\sigma_{\max}\approx\sigma_1+\sigma_{b1}+\sigma_c\leqslant[\sigma] \tag{7-19}$$

式中，$[\sigma]$——由带的疲劳寿命决定的许用拉应力，单位为 MPa。

由式(7-18)、(7-19)和(7-2)，可得带传动的基本额定功率为

$$P_0=\frac{F_{ec}v}{1000}=([\sigma]-\sigma_{b1}-\sigma_c)(1-\frac{1}{e^{f\alpha_1}})\frac{Av}{1000} \tag{7-20}$$

由实验得出，在 10^8～10^9 次应力循环下，V 带的许用应力为

$$[\sigma]=\sqrt[m]{\frac{CL_d}{3600j_n t_n v}} \tag{7-21}$$

式中，C——由 V 带的材质和结构决定的实验常数；

L_d——V 带的基准长度，单位为 m；

j_n——V 带绕行一周时绕过带轮的数目，一般取 $j_n=2$；

t_n——V 带的预期寿命，单位为 h；

m——指数，对于普通 V 带，m=11.1。

将式(7-12)、式(7-13)、式(7-21)代入式(7-20)，并取 $f_v=0.51$，可得单根 V 带基本额定功率的计算公式

$$P_0=\frac{F_{ec}v}{1000}=(\sqrt[11.1]{\frac{CL_d}{7200t_n v}}-\frac{2E_b y_0}{d_{d1}}-qv^2)(1-\frac{1}{e^{0.51\alpha_1}})\frac{Av}{1000} \tag{7-22}$$

由上式可看出，影响带传动能力的主要因素有摩擦系数 f_v、小带轮的包角 α_1、带速 v、小带轮的直径 d_{d1}、带的型号以及初拉力 F_0等。

表 7-2 列出了根据式(7-22)确定的普通 V 带和窄 V 带在特定条件(载荷平稳，L_d 为特定长度，$i=1$即 $\alpha_1=180°$)下所能传递的基本额定功率 P_0，以便设计时直接查用。

表 7-2 单根 V 带的基本额定功率 P_0($\alpha_1=\alpha_2=180°$,特定长度,载荷平稳)

带型	小带轮基准直径/mm	小带轮转速 $n_1/(r \cdot min^{-1})$										
		400	730	980	1200	1460	1600	2000	2400	2800	3600	5000
Z	50	0.06	0.09	0.12	0.14	0.16	0.17	0.20	0.22	0.26	0.30	0.34
	63	0.08	0.13	0.18	0.22	0.25	0.27	0.32	0.37	0.41	0.47	0.50
	71	0.09	0.17	0.23	0.27	0.31	0.33	0.39	0.46	0.50	0.58	0.62
	80	0.14	0.20	0.26	0.30	0.36	0.39	0.44	0.50	0.56	0.64	0.66
A	75	0.27	0.42	0.52	0.60	0.68	0.73	0.84	0.92	1.00	1.08	1.02
	90	0.39	0.63	0.79	0.93	1.07	1.15	1.34	1.50	1.64	1.83	1.82
	100	0.47	0.77	0.97	1.14	1.32	1.42	1.66	1.87	2.05	2.28	2.25
	125	0.67	1.11	1.40	1.66	1.93	2.07	2.44	2.74	2.98	3.26	2.91
B	125	0.84	1.34	1.67	1.93	2.20	2.33	2.64	2.85	2.96	2.80	1.09
	140	1.05	1.69	2.13	2.47	2.83	3.00	3.42	3.70	3.85	3.63	1.29
	160	1.32	2.16	2.72	3.17	3.64	3.86	4.40	4.75	4.89	4.46	0.81
	180	1.59	2.61	3.30	3.85	4.41	4.68	5.30	5.67	5.76	4.92	—
C	200	2.41	3.80	4.66	5.29	5.86	6.07	6.34	6.02	5.01	—	—
	250	3.62	5.82	7.18	8.21	9.06	9.38	9.62	8.75	6.56	—	—
	315	5.14	8.34	10.23	11.53	12.48	12.72	12.14	9.43	4.16	—	—
	400	7.06	11.52	13.67	15.04	15.51	15.24	11.95	4.34	—	—	—
D	355	9.24	14.04	16.30	17.25	16.70	15.63	—	—	—	—	—
	400	11.45	17.58	20.25	21.20	20.03	18.31	—	—	—	—	—
	450	13.85	21.12	24.16	24.84	22.42	19.59	—	—	—	—	—
	500	16.20	24.52	27.60	26.71	23.28	18.88	—	—	—	—	—
SPZ	63	0.35	0.56	0.70	0.81	0.93	1.00	1.17	1.32	1.45	1.66	1.85
	71	0.44	0.72	0.92	1.08	1.25	1.35	1.59	1.81	2.00	2.33	2.68
	80	0.55	0.88	1.15	1.38	1.60	1.73	2.05	2.34	2.61	3.06	3.56
	90	0.67	1.12	1.44	1.70	1.98	2.14	2.55	2.93	3.26	3.84	4.46
SPA	90	0.75	1.21	1.52	1.76	2.02	2.16	2.49	2.77	3.00	3.26	3.07
	100	0.94	1.54	1.93	2.27	2.61	2.80	3.27	3.67	3.99	4.42	4.31
	112	1.16	1.91	2.44	2.86	3.31	3.57	4.18	4.71	5.15	5.72	5.61
	125	1.40	2.33	2.98	3.50	4.06	4.38	5.15	5.80	6.34	7.03	6.75

续表

带型	小带轮基准直径/mm	小带轮转速 n_1/(r·min^{-1})										
		400	730	980	1200	1460	1600	2000	2400	2800	3600	5000
SPB	140	1.92	3.13	3.92	4.55	5.21	5.54	6.31	6.86	7.15	6.89	—
	160	2.47	4.06	5.13	5.98	6.89	7.33	8.38	9.13	9.52	9.10	—
	180	3.01	4.99	6.31	7.38	8.50	9.05	10.34	11.21	11.62	10.77	—
	200	3.54	5.88	7.47	8.74	10.07	10.70	12.18	13.11	13.41	11.83	—
SPC	224	5.19	8.82	10.39	11.89	13.26	13.81	14.58	14.01	—	—	—
	250	6.31	10.27	12.76	14.61	16.26	16.92	17.70	16.69	—	—	—
	280	7.59	12.40	15.40	17.60	19.49	20.20	20.75	18.86	—	—	—
	315	9.07	14.82	18.37	20.88	22.92	23.58	23.47	19.98	—	—	—

当使用条件与特定条件不符时，引入附加项和修正系数。经过修正后的单根 V 带许用功率的计算公式为

$$P_r=(P_0+\Delta P_0)K_L K_\alpha \tag{7-23}$$

式中，ΔP_0——额定功率增量，考虑 $i\neq1$ 时，带在大轮上的弯曲应力较小，对带的疲劳强度有利，在相同的寿命条件下，额定功率可比 $i=1$ 时传递的功率大，由表 7-3 或表 7-4 查取；

K_L——长度系数，考虑带长不为特定长度时对传动能力的影响，由表 7-5 或表 7-6 查取；

K_α——包角系数，考虑 $\alpha_1\neq180°$时对传动能力的影响，由表 7-7 查取。

表 7-3　单根普通 V 带 $i\neq1$ 时的额定功率的增量 ΔP_0

带型	小带轮转速 n_1/(r·min^{-1})	传动比 i									
		1.00～1.01	1.02～1.04	1.05～1.08	1.09～1.12	1.13～1.18	1.19～1.24	1.25～1.34	1.35～1.51	1.52～1.99	≥2.0
Z	400	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01
	3600	0.00	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06
A	400	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
	5000	0.00	0.07	0.14	0.02	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54	0.60
B	400	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
	5000	0.00	0.18	0.36	0.53	0.71	0.89	1.07	1.24	1.42	1.60
C	400	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35
	2800	0.00	0.27	0.55	0.82	1.10	1.37	1.64	1.92	2.19	2.47
D	400	0.00	0.14	0.28	0.42	0.56	0.70	0.83	0.97	1.11	1.25
	1600	0.00	0.56	1.11	1.67	2.23	2.78	3.33	3.89	4.45	5.00

表 7-4　单根窄 V 带 $i \neq 1$ 时的额定功率的增量 ΔP_0

带型	小带轮转速 $n_1/(\mathrm{r \cdot min^{-1}})$	传动比 i									
		1.00 1.01	1.02 1.05	1.06 1.11	1.12 1.18	1.19 1.26	1.27 1.38	1.39 1.57	1.58 1.94	1.95 3.38	≥3.39
SPZ	400	0.00	0.01	0.01	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06
	3600	0.00	0.07	0.18	0.32	0.44	0.53	0.62	0.70	0.76	0.80
SPA	400	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	0.16
	5000	0.00	0.17	0.47	0.82	1.12	1.36	1.59	1.79	1.95	2.06
SPB	400	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.22	0.26	0.30	0.32	0.34
	5000	0.00	0.25	0.69	1.21	1.68	2.02	2.38	2.66	2.91	3.07
SPC	400	0.00	0.09	0.24	0.41	0.56	0.68	0.79	0.89	0.97	1.03
	2800	0.00	0.52	1.41	2.46	3.35	4.06	4.75	5.35	5.83	6.17

表 7-5　普通 V 带的基准长度系列和长度系数 K_L

基准长度 L_d/mm	型号					基准长度 L_d/mm	型号				
	Y	Z	A	B	C		A	B	C	D	E
200	0.81					2000	1.03	0.98	0.88		
224	0.82					2240	1.06	1.00	0.91		
250	0.84					2500	1.09	1.03	0.93		
280	0.87					2800	1.11	1.05	0.95	0.83	
315	0.89					3150	1.13	1.09	0.97	0.86	
355	0.92					3550	1.17	1.10	0.99	0.89	
400	0.96	0.87				4000	1.19	1.13	1.02	0.91	
450	1.00	0.89				4500		1.15	1.04	0.93	0.90
500	1.02	0.91				5000		1.18	1.07	0.96	0.92
560		0.94				5600			1.09	0.98	0.95
630		0.96	0.81			6300			1.12	1.00	0.97
710		0.99	0.83			7100			1.15	1.03	1.00
800		1.00	0.85			8000			1.18	1.06	1.02
900		1.03	0.87	0.82		9000			1.21	1.08	1.05
1000		1.06	0.89	0.84		10000			1.23	1.11	1.07
1120		1.08	0.91	0.86		11200				1.14	1.10
1250		1.11	0.93	0.88		12500				1.17	1.12
1400		1.14	0.96	0.90		14000				1.20	1.15
1600		1.16	0.99	0.92	0.83	16000				1.22	1.18
1800		1.18	1.01	0.95	0.86						

注：①无长度系数的规格均无标准 V 带供货；②基准长度 L_d 为 V 带在规定的张紧力下，位于测量带轮基准直径 d_d 上的周线长度。

表 7-6　窄 V 带的基准长度系列和长度系数 K_L

基准长度 L_d/mm	型号				基准长度 L_d/mm	型号			
	SPZ	SPA	SPB	SPC		SPZ	SPA	SPB	SPC
630	0.82				3150	1.11	1.04	0.98	0.90
710	0.84				3550	1.13	1.06	1.00	0.92
800	0.86	0.81			4000		1.08	1.02	0.94
900	0.88	0.83			4500		1.09	1.04	0.96
1000	0.90	0.85			5000			1.06	0.98
1120	0.93	0.87			5600			1.08	1.00
1250	0.94	0.89	0.82		6300			1.10	1.02
1400	0.96	0.91	0.84		7100			1.12	1.04
1600	1.00	0.93	0.86		8000			1.14	1.06
1800	1.01	0.95	0.88		9000				1.08
2000	1.02	0.96	0.90	0.81	10 000				1.10
2240	1.05	0.98	0.92	0.83	11 200				1.12
2500	1.07	1.00	0.94	0.86	12 500				1.14
2800	1.09	1.02	0.96	0.88					

注：无长度系数的规格均无标准带供货。

表 7-7　包角系数 K_α

包角 α_1	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
K_α	1.00	0.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.82	0.78	0.74	0.69

7.3.3　参数选择

1. 小带轮的基准直径 d_{d1}

在带传递的功率一定时，减小带轮的直径，会减小带速，增加带传动的有效拉力，从而导致 V 带根数的增加。这样不仅增大了带轮的宽度，而且也增大了载荷在 V 带之间分配的不均匀性。另外，带轮直径的减小，增加了带的弯曲应力，导致疲劳寿命降低。一般情况下，应保证 $d_{d1} \geqslant d_{d\min}$。V 带轮的最小基准直径推荐值列于表 7-8 中。

表 7-8　V 带轮的最小基准直径 $d_{d\min}$ 和推荐轮槽数 z

槽型	Y	Z	A	B	C	D	E
$d_{d\min}$/mm	20	50	75	125	200	355	500
		63	90	140	224		
推荐轮槽数 z	1～3	1～4	1～6	2～8	3～9	3～9	3～9

2. 传动比 i

传动比大，会减小带轮的包角(中心距一定时)，从而减小极限有效拉力 F_{ec}。当带轮的包角减小到一定程度时，带传动就会打滑，从而无法传递规定的功率。因此，传动比一般为 $i \leqslant 7$，推荐值为 $i=2 \sim 5$。

3. 带速 v

当带传递的功率一定时，提高带速，可以减小带传动的有效拉力，相应地减少带的根数或者 V 带的横截面积，总体上减小带传动的尺寸；但提高带速，也增大了 V 带的离心力，从而减小带与带轮间的压力，使极限有效拉力 F_{ec} 减小，导致传动能力下降，同时提高带速也增加了单位时间内带的循环次数，不利于提高带传动的疲劳强度和寿命。

由此可见，带速不宜过高或过低，一般推荐 $v=5 \sim 25$ m/s，最佳带速为 $v=20 \sim 25$ m/s。

4. 中心距 a

中心距大，可以增加带轮的包角(带轮直径一定时)，减少单位时间内带的循环次数，有利于提高带的寿命。但是中心距过大，则会加剧带的波动，降低带传动的平稳性，同时增大带传动的整体尺寸。中心距小，则有相反的利弊。一般初选带传动的中心距 a_0 为

$$0.7(d_{d1}+d_{d2}) \leqslant a_0 \leqslant 2(d_{d1}+d_{d2}) \tag{7-24}$$

7.3.4 设计计算

1. 已知条件和设计内容

设计带传动时的已知条件包括传递的功率 P，主、从动轮转速 n_1 和 n_2 或传动比 i，对传动装置和总体尺寸的要求，工作条件等。

设计内容包括带的型号、长度和根数，传动中心距，带轮的材料、结构和尺寸，初拉力和作用在轴上的压力，张紧装置等。

2. 设计步骤和方法

(1)确定计算功率 P_{ca}

计算功率 P_{ca} 是根据传递的名义功率 P，并考虑载荷性质、原动机种类和每天运转的时间等因素而确定的，即

$$P_{ca}=K_A P \tag{7-25}$$

式中，K_A——工况系数，查表 7-9 可知。

表 7-9 工况系数 K_A

载荷性质	工作机	原动机					
		空、轻载启动			重载启动		
		每天运转时间/h					
		＜10	10～16	＞16	＜10	10～16	＞16
工作平稳或载荷变动微小	液体搅拌机，离心式水泵，鼓风机和通风机(≤7.5kW)，离心式压缩机，轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变化小	带式输送机(运送砂、石、谷物)，通风机(＞7.5kW)，发电机，旋转式水泵，机床，压力机，印刷机，锯木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变化较大	螺旋式输送机，斗式提升机，往复式水泵和压缩机，锻锤，粉碎机，纺织机，振动筛，剪床	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
冲击载荷	破碎机(旋转式，颚式)，球磨机，棒磨机，起重机，挖掘机，橡胶辊压机	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注：在反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合，K_A应乘以1.1；增速传动，K_A应乘以1.2；当在松边外侧加张紧轮时，K_A应乘以1.1。

(2)选择V带型号

根据计算功率P_{ca}和小带轮的转速n_1由图7-15和7-16初选带型。当在两种型号交界线附近时，可以对两种型号同时进行计算，最后择优选定。

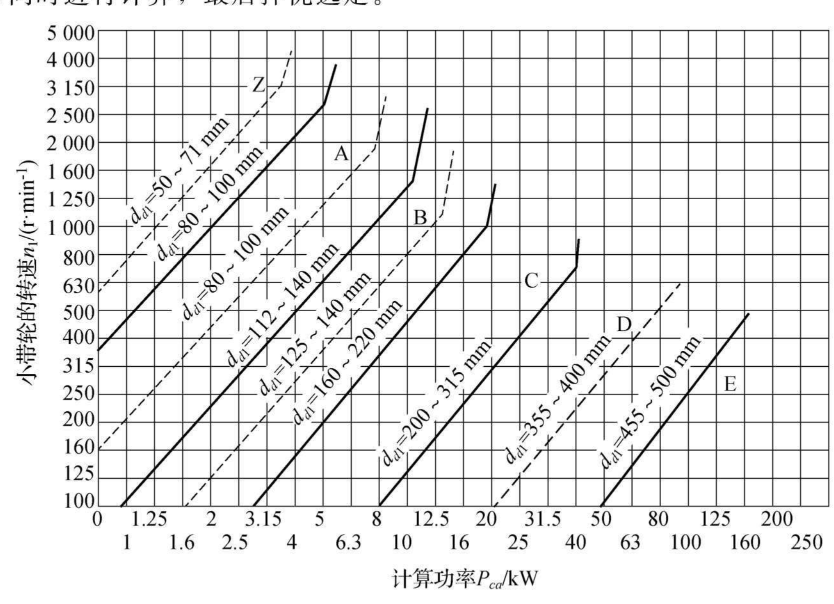


图 7-15 普通V带选型图

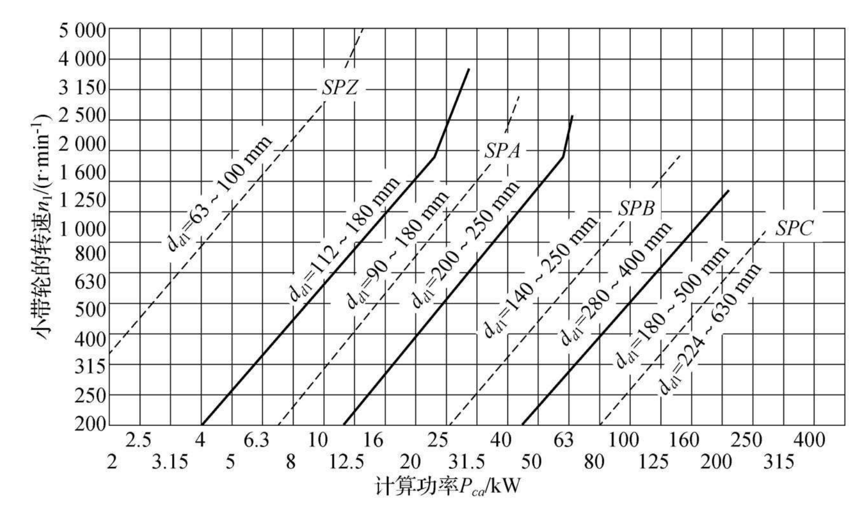


图 7-16 窄 V 带选型图

(3)确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v

①初选小带轮的基准直径 d_{d1}

根据 V 带的带型，参考表 7-8 及推荐的标准系列值确定小带轮的基准直径 d_{d1}。

②验算带速 v

$$v=\frac{\pi d_{d1}n_1}{60\times1000}$$

一般应 5 m/s$\leqslant v\leqslant$25 m/s。

③计算大带轮的基准直径 d_{d2}

当要求传动比 i 较精确时，应由式(7-17)计算 d_{d2}。一般可忽略滑动率 ε，则

$$d_{d2}\approx\frac{n_1}{n_2}d_{d1}=id_{d1}$$

算得的 d_{d2}应按标准系列圆整。

V 带轮基准直径 d_d(mm)的标准系列为 50，63，75，80，85，90，100，106，112，118，125，132，140，150，160，170，180，200，212，224，236，250，265，280，300，315，335，355，375，400，425，450，475，500，530，560，600，630，670，710，750，800，900，1000，1060，1120，1250，1400，1500，1600，1800，2000 等。

(4)确定中心距，并选择 V 带的基准长度 L_d

①初选中心距 a_0

根据带传动总体尺寸的限制条件或要求的中心距并结合式(7-24)初定中心距 a_0。

②初算带长 L_c 和确定带长 L_d

初选 a_0后，根据传动带的几何关系，可按下式初算带长

$$L_c=2a_0+\frac{\pi}{2}(d_{d1}+d_{d2})+\frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0} \tag{7-26}$$

然后，查表 7-5 或表 7-6 选取相近的基准长度 L_d。如果 L_c超出该型带的长度范围，则应改变中心距或带轮基准直径重新设计。

③确定中心距 a

因选取的基准长度不同于计算长度，实际中心距 a 需要重新确定，可用下式近似计算

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_c}{2} \tag{7-27}$$

考虑安装、更换 V 带和调整、补偿初拉力(如带伸长而松弛后的张紧)以及带轮的制造误差、带长误差，V 带传动通常设计成中心距可调，中心距的变化范围为

$$\begin{cases} a_{\min} = a - 0.015L_d \\ a_{\max} = a + 0.03L_d \end{cases} \tag{7-28}$$

(5)验算小带轮的包角 α_1

为了提高带传动的工作能力，应使

$$\alpha_1 \approx 180° - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3° \geqslant 120° \tag{7-29}$$

特殊情况允许 $\alpha_1 \geqslant 90°$。

(6)确定 V 带根数 z

$$z \geqslant \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_L K_\alpha} \tag{7-30}$$

带的根数 z 应做圆整。为了使各根 V 带受力均匀，带的根数不易过多，一般应少于 10 根。否则应改选带轮直径或改选横截面积较大型号的 V 带重新设计。

(7)确定初拉力 F_0

初拉力过小时，带与带轮之间的极限摩擦力小，带传动未达到额定功率时就可能出现打滑；初拉力过大时，带中应力过大，将使带的寿命大大缩短，同时加大了轴和轴承的受力。

由式(7-10)，计入离心力和包角的影响，既能保证传递额定功率时不打滑，又能保证 V 带具有一定寿命，单根 V 带所需最小的初拉力为

$$F_{0\min} = 500\,\frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + q v^2 \tag{7-31}$$

对于新安装的 V 带，初拉力应为 $1.5F_{0\min}$；对于运转后的 V 带，初拉力应为 $1.3F_{0\min}$。

(8)计算带传动的压轴力 F_Q

为了设计轴和轴承，必须计算 V 带传动作用在轴上的压力(径向力)F_Q。如果不考虑带松紧两边的拉力差和离心拉力的影响，则 F_Q可近似地按张紧时带两边拉力均为 zF_0的合力计算(图 7-17)，即

$$F_Q \approx 2zF_0 \sin(\alpha_1/2) \tag{7-32}$$

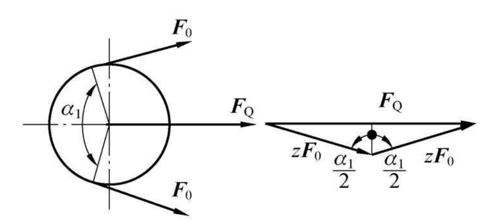


图 7-17　压轴力计算简图

7.4 V带轮的设计

7.4.1 设计内容

根据带轮的基准直径和带轮转速等已知条件，确定带轮的材料，结构形式，轮槽、轮辐和轮毂的几何尺寸、公差和表面粗糙度以及相关技术要求。

7.4.2 材料

常用的带轮材料为铸铁，牌号为 HT150 和 HT200。转速较高时宜采用铸钢或用钢板冲压后焊接而成；小功率时可用铸铝或塑料。

7.4.3 结构与尺寸

V 带轮由轮缘、轮毂和轮辐(或腹板)组成。轮缘位于外围，用来安装传动带；轮毂位于带轮中间，实现与轴的连接；轮辐(或腹板)介于轮缘和轮毂之间，起连接轮缘和轮毂的作用。

根据轮辐(或腹板)结构的不同，V 带轮可以分为实心式、腹板式、孔板式和椭圆轮辐式，如图 7-18 所示。

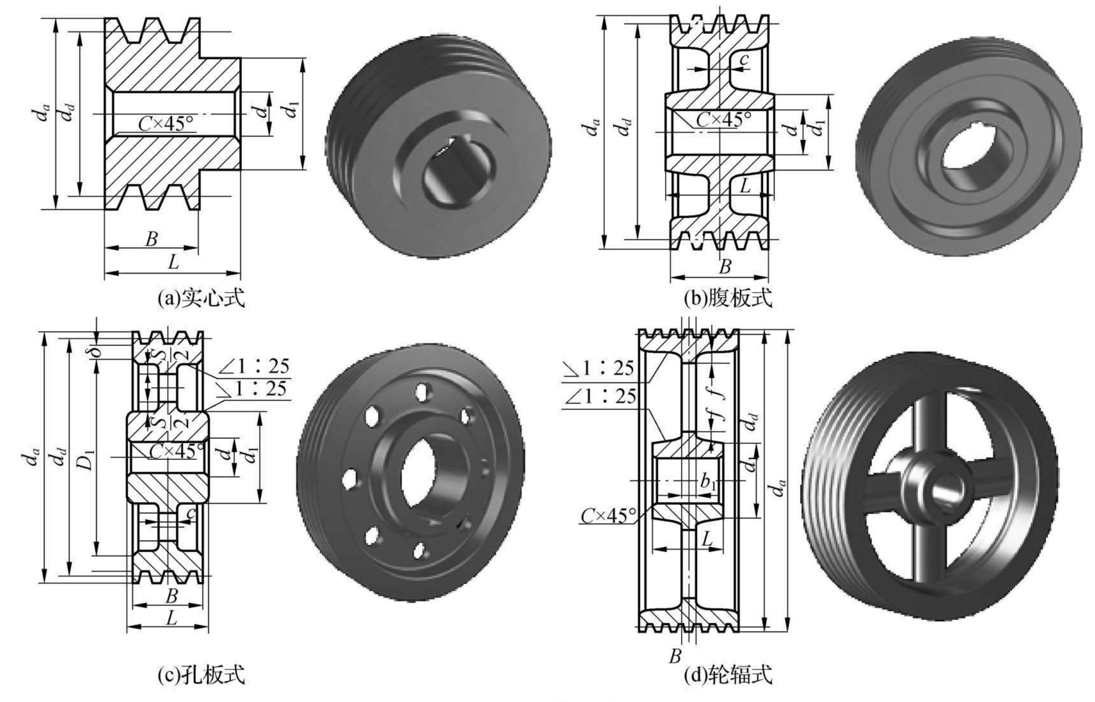


图 7-18 V 带轮的结构

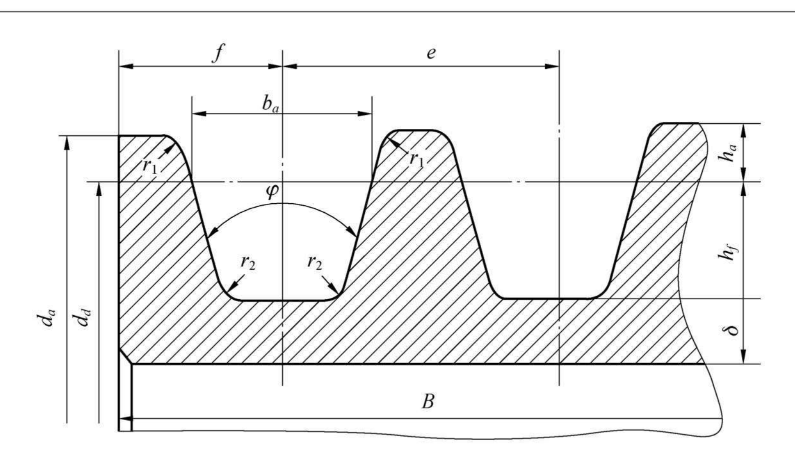
V带轮主要根据带轮的基准直径选择结构形式。当带轮基准直径为 $d_d \leqslant 2.5d$（d 为安装带轮的轴的直径，单位为 mm），可采用实心式；当 $d_d \leqslant 300$ mm 时，可采用腹板式；当 $d_d \leqslant 300$ mm，同时 $D_1 - d_1 \geqslant 100$ mm 时，可采用孔板式；当 $d_d > 300$ mm 时，可采用轮辐式。轮毂和轮辐的尺寸参见机械设计手册。

7.4.4　V带轮的轮槽

V带轮的轮槽和所选用的V带的型号相对应，查表7-10可知。

V带楔角一般为40°，V带绕在带轮上以后发生弯曲变形，使V带工作面的夹角发生变化（变小）。为了使V带的工作面和带轮的轮槽工作面紧密贴合，同时考虑到V带张紧后产生的横向收缩变形，将V带轮的轮槽工作面的夹角做成小于40°，一般为32°、34°、36°和38°等。

表7-10　轮槽截面尺寸(单位：mm)



项目	符号	槽型						
		Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
基准宽度	b_d	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
基准线上槽深	$h_{a\min}$	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
基准线下槽深	$h_{f\min}$	4.7	7.0 9.0	8.7 11.0	10.8 14.0	14.3 19.0	19.9	23.4
槽间距	e	8±0.3	12±0.3	15±0.3	19±0.4	25.5±0.5	37±0.6	44.5±0.7
槽边距	$f_{\min}$	6	7	9	11.5	16	23	28
最小轮缘厚	$\delta_{\min}$	5	5.5	6	7.5	10	12	15
圆角半径	r_1、r_2	0.2～0.3						
带轮宽	B	$B=(z-1)e+2f$ z—轮槽数						
外径	d_a	$d_a=d_d+2h_a$						

续表

项目		符号	槽型						
			Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
轮槽角 φ	32°	相应的基准直径 d_d	≤60	—	—	—	—	—	—
	34°		—	≤80	≤118	≤190	≤315	—	—
	36°		>60	—	—	—	—	≤475	≤600
	38°		—	>80	>118	>190	>315	>475	>600
	极限偏差		±30′						

注：槽间距 e 的极限偏差适用于任何两个轮槽对称中心面的距离，不论相邻还是不相邻。

V 带安装到轮槽中以后，一般不应超出带轮外圆，也不应与轮槽底部接触。为此规定了轮槽基准直径到带轮外圆和底部的最小高度 $h_{a\min}$ 和 $h_{f\min}$。

轮槽工作表面的粗糙度为 R_a 1.6μm 或 R_a 3.2μm。

7.5 V 带传动的张紧装置

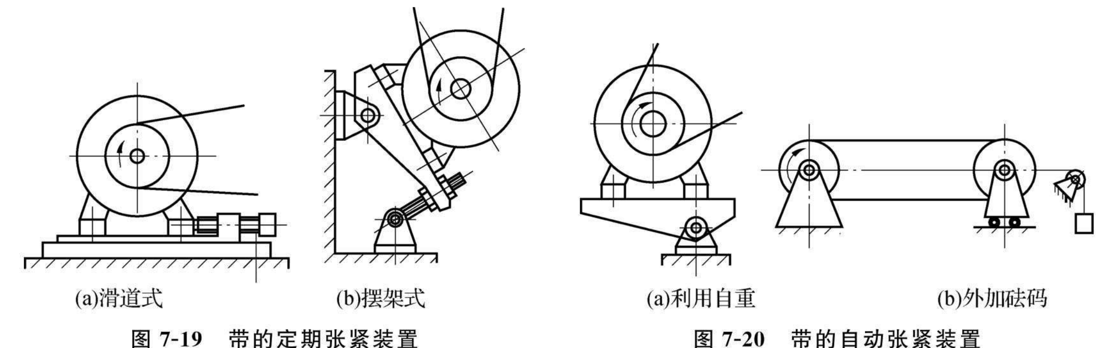
V 带传动运转一段时间以后，会因为带的塑性变形和磨损而松弛。为了保证带传动正常工作，应定期检查带的松弛程度，采取相应的措施，使带传动重新张紧。常见的 V 带传动张紧装置有以下几种。

1. 定期张紧装置

定期张紧装置即采用定期改变中心距的方法来调节带的初拉力，使带重新张紧。图 7-19(a)为滑道式张紧装置，图 7-19(b)为摆架式张紧装置。

2. 自动张紧装置

如图 7-20(a)所示，将装有带轮的电动机安装在浮动的摆架上，利用电动机的自重，使带轮随同电动机绕固定轴摆动，以自动保持初拉力。如图 7-20(b)所示，利用外加砝码拖动带轮及活动支撑，以自动保持张紧，常用于带传动的实验装置。



(a)滑道式　(b)摆架式

图 7-19　带的定期张紧装置

(a)利用自重　(b)外加砝码

图 7-20　带的自动张紧装置

3. 采用张紧轮的张紧装置

当中心距不能调节时，可采用张紧轮将带张紧，如图7-21所示。设置张紧轮时应注意：①一般V带应放在松边内侧，使带只受单向弯曲，且松边力小，张紧轮受力小，摩擦小；②张紧轮还应该尽量靠近大带轮，以免带在小带轮上的包角减小太多；③张紧轮的轮槽尺寸与带轮相同，且直径小于小带轮的直径。

如果中心距过小，也可以将张紧轮设置在带的松边外侧，同时应尽量靠近小轮，如图7-21(b)所示。但这种方式使带产生反向弯曲，不利于提高带的疲劳寿命，所以最好应用于平带。

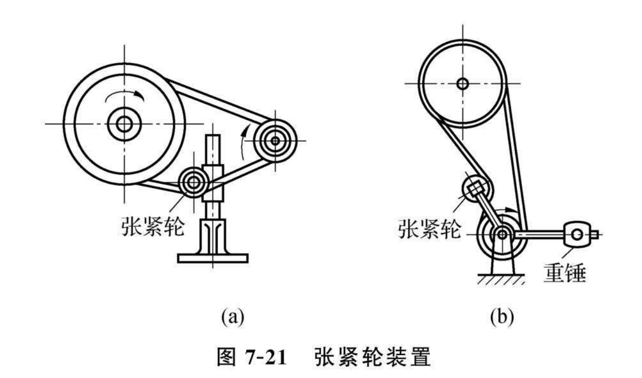


图7-21　张紧轮装置

7.6　其他带传动简介

7.6.1　同步带传动

同步带传动属于非共轭啮合传动，可以在两轴或多轴间传递运动和动力。同步带的工作面有齿，带轮的轮廓表面也制有相应的齿槽，带与带轮是靠啮合进行传动的(图7-4)，故传动比恒定，张紧力小。

同步带通常以钢丝绳或玻璃纤维绳为承载层，氯丁橡胶或聚氨酯为基体。这种带薄而且轻，故可用于较高速度。传动时的线速度可达50 m/s，传动比可达10，效率可达98%，所以同步带的应用日益广泛。其主要缺点是制造和安装精度要求较高，无张紧轮时，中心距要求较严格。

7.6.2　高速带传动

带速$v>30$ m/s或高速轴转速$n_1=10000\sim50000$ r/min的带传动都称为高速带传动，带速$v\geq100$ m/s，称为超高速带传动。这种传动主要用于增速以驱动高速机床、粉碎机、离心机及某些其他机器。高速带传动通常是开口的增速传动，增速比一般为2～4，有时可达8；小带轮直径一般为20～40 mm。

高速带传动要求传动可靠、运转平稳并有一定的寿命。由于高速带传动的离心应力和挠曲次数显著增大，故高速带都采用质量小、厚度薄而均匀、挠曲性好的环形平带，如麻织带、丝织带、锦

纶编织带、薄型强力锦纶带、高速环形胶带等。薄型强力锦纶带采用胶合接头，故应使接头与带的挠曲性能尽量接近。

高速带轮要求质量小而且分布对称均匀、运转时空气阻力小等，通常都采用钢或铝合金制造，带轮各个面均应进行精加工，工作表面的粗糙度不得大于 R_a 3.2 μm，并按设计要求的精度等级进行动平衡。

为防止掉带，主、从动轮轮缘表面都应加工出凸弧，可制成鼓形面或 2°左右的双锥面，如图 7-22(a)所示。为了防止运转时带与轮缘表面间形成气垫，轮缘表面应开设环形槽，环形槽间距为 5～10 mm，如图 7-22(b)所示。

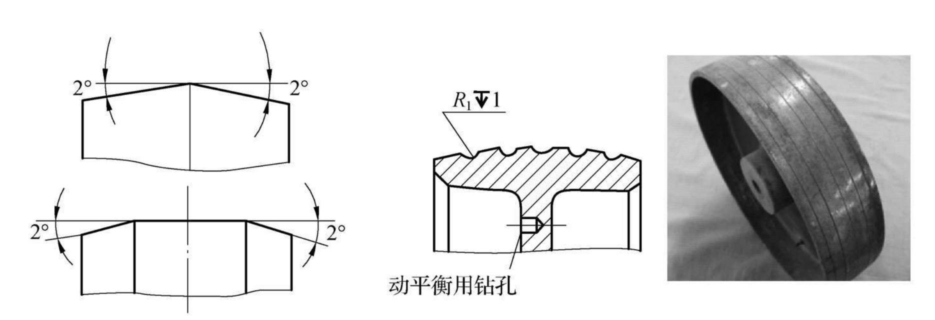


图 7-22　高速带传动

［例 7-1］ 设计一破碎机传动装置用的 V 带传动。已知原动机为 Y112-4 异步电动机，额定功率 $P=4$ kW，转速 $n_1=1\ 440$ r/min，传动比 $i=2$，两班制工作，希望中心距不超过 600 mm。

解：(1)确定计算功率 P_{ca}

由表 7-9 查得工况系数 $K_A=1.4$，故

$$P_{ca}=K_A P=1.4\times 4\ \text{kW}=5.6\ \text{kW}$$

(2)选择带的型号

根据 $P_{ca}=5.6$ kW 和 $n_1=1440$ r/min，由图 7-15 初步选 A 型带。

(3)选取带轮基准直径 d_{d1}，d_{d2}

①由表 7-8 及推荐的标准系列值选取 $d_{d1}=125$ mm。

②验算带速 v

$$v=\frac{\pi d_{d1} n_1}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 125\times 1440}{60\times 1000}=9.42\ \text{m/s}$$

在 5～25 m/s 范围内，带速合适。

③计算大带轮直径 d_{d2}

由式(7-16)得(设滑动率 $\varepsilon=1\%$)

$$d_{d2}=(1-\varepsilon)d_{d1}i=(1-0.01)\times 125\times 2=247.5\ \text{mm}$$

选用推荐的标准系列值，取 $d_{d2}=250$ mm

(4)确定中心距 a 和带长 L_d

①初定中心距 a_0

在 $0.7(d_{d1}+d_{d2})\leqslant a_0\leqslant 2(d_{d1}+d_{d2})$范围内，初定中心距 $a_0=500$ mm。

②由式(7-26)得

$$L_c = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$= \left[2\times500 + \frac{3.14}{2}\times(125+250) + \frac{(250-125)^2}{4\times500}\right] = 1596.56\ \text{mm}$$

查表7-5选定A型带的基准带长$L_d = 1600$ mm。

③确定中心距a

$$a \approx a_0 + (L_d - L_c)/2 = [500 + (1600 - 1596.56)/2] = 501.72\ \text{mm}$$

取$a = 502$ mm<600 mm。

中心距变化范围为

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 502 - 0.015\times1600 = 478\ \text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 502 + 0.03\times1600 = 550\ \text{mm}$$

(5)验算包角α_1

$$\alpha_1 \approx 180° - (d_{d2} - d_{d1})/a\times57.3°$$

$$= 180° - (250-125)/502\times57.3° = 165.73° \geqslant 120°$$

包角合适。

(6)确定带的根数z

因$d_{d1} = 125$ mm、转速$n_1 = 1440$ r/min、传动比$i = 2$，由表7-2查得$P_0 = 1.91$ kW，由表7-3查得$\Delta P_0 = 0.17$ kW，由表7-7查得$K_\alpha = 0.965$，由表7-5查得$K_L = 0.99$。则由式(7-30)得

$$z \geqslant \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0)K_L K_\alpha} = \frac{5.6}{(1.91+0.17)\times0.965\times0.99} = 2.82$$

取$z = 3$根。

(7)确定初拉力F_0

由式(7-31)得单根普通V带的初拉力

$$F_{0\min} = 500(2.5 - K_\alpha)P_c/(K_\alpha z v) + qv^2$$

$$= 500\times(2.5-0.965)\times5.6/(0.965\times3\times9.42) + 0.1\times9.42^2 \approx 166.5\ \text{N}$$

(8)计算带轮轴所受的压轴力F_Q

由式(7-32)得

$$F_Q \approx 2zF_0\sin(\alpha_1/2) = 2\times3\times166.5\times\sin\frac{165.84°}{2} = 991.4\ \text{N}$$

(9)带轮设计略。

【本章要点】

(1)了解带传动的工作原理、类型、特点和应用场合。

(2)掌握带传动的受力分析、应力分析、弹性滑动及打滑等基本理论、V带传动的失效形式及设计准则。掌握单根普通V带基本额定功率P_0的计算表达式，分析影响带传动能力的主要因素，从而在设计中正确选择参数。了解弹性滑动和打滑的区别。

(3)掌握普通 V 带传动的设计方法和步骤以及参数选择原则。

(4)熟悉普通 V 带及其带轮的结构和标准。

(5)了解 V 带传动的张紧方法和装置。

课后习题

7-1 V 带传动设计中，参数 ΔP 的名称是什么？ΔP 是由什么原因产生的？

7-2 什么是弹性滑动？什么是打滑？在工作中弹性滑动和打滑是否都能避免？

7-3 V 带传动设计中，

(1)中心距 a 为什么不能过大？

(2)当传动比较大时，中心距 a 为什么不能过小？

7-4 在普通 V 带传动中，为什么一般推荐使用的带速为 5 m/s$\leqslant v \leqslant$25 m/s？

7-5 某带传动由变速电动机驱动，大带轮的输出转速的变化范围为 500～1 000 r/min。若大带轮上的负载为恒功率负载，应该按哪一种转速设计带传动？若大带轮上的负载为恒转矩负载，应该按哪一种转速设计带传动？为什么？

7-6 现设计一带式输送机的传动部分，该传动部分由普通 V 带传动和齿轮传动组成。齿轮传动采用标准齿轮减速器。原动机为电动机，额定功率 P＝11 kW，转速 n_1＝1460 r/min，减速器输入轴转速为 400 r/min，允许传动比误差为±5%，两班制工作，试设计此普通 V 带传动。

第8章　链　传　动

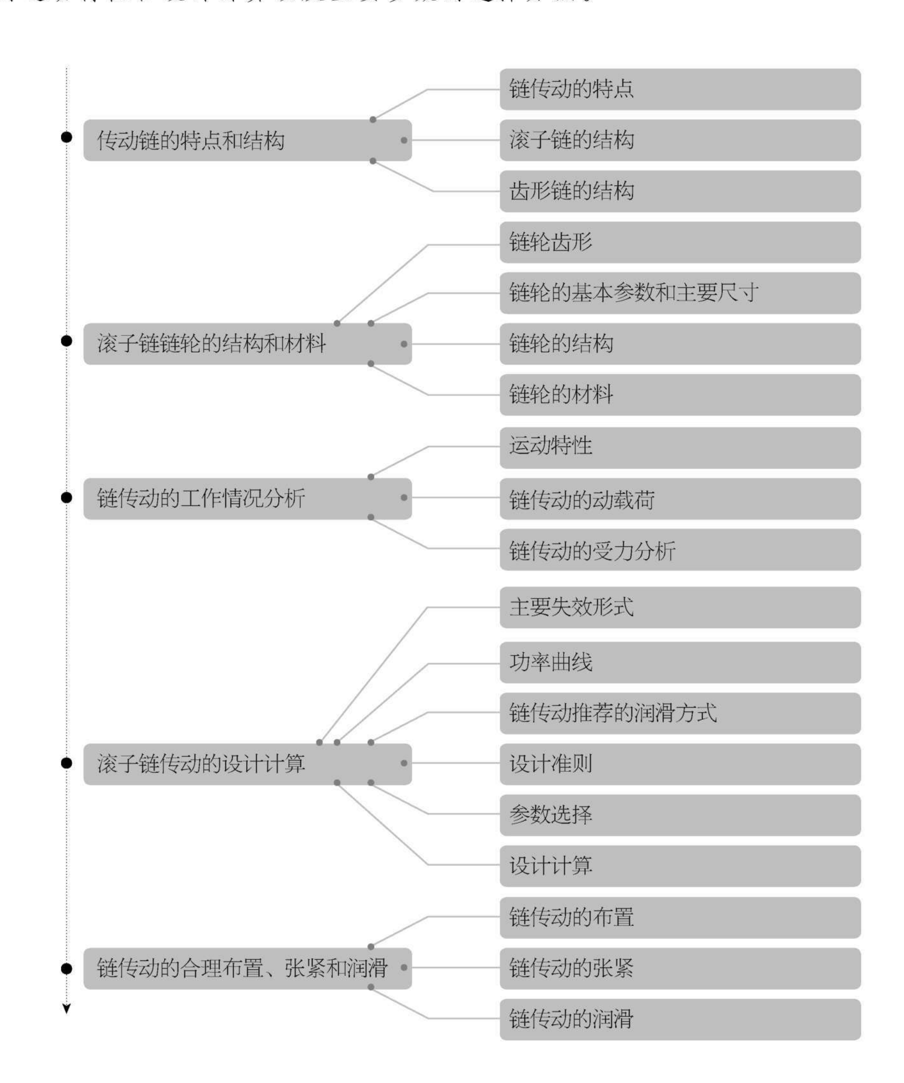
【学习重点】

熟悉链传动的特点、应用场合和结构材料；

理解链传动的失效形式、设计准则和设计步骤。

【学习难点】

链传动的运动特性和设计计算以及主要参数的选择方法。

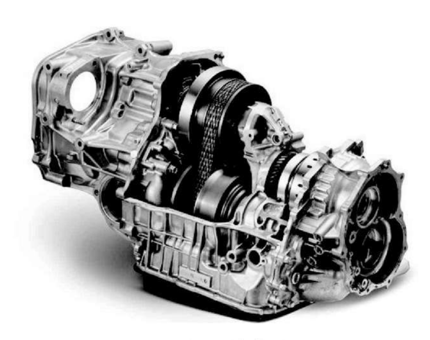


【本章导入】

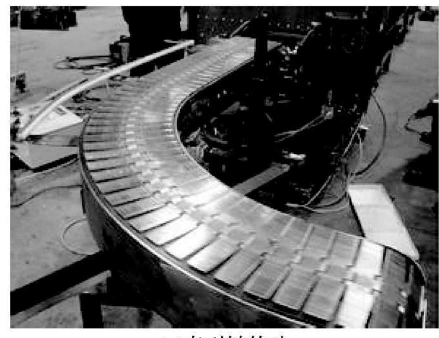
链传动是通过链条将具有特殊齿形的主动链轮的运动和动力传递到具有特殊齿形的从动链轮的一种传动方式。链传动主要用于要求工作可靠，两轴相距较远，低速重载，工作环境恶劣，以及其他不宜采用齿轮传动和带传动的场合。例如，摩托车上应用了链传动，结构上大为简化，而且使用方便可靠；掘土机的运行机构采用了链传动，它虽然经常受到土块、泥浆和瞬时过载等的影响，却依然能很好地工作。按照用途不同，链可分为起重链、牵引链和传动链三大类。起重链主要用于起重机械中提起重物，其工作速度 $v\leqslant 0.25$ m/s；牵引链主要用于链式输送机中移动重物，其工作速度 $v\leqslant 4$ m/s；传动链用于一般机械中传递运动和动力，通常工作速度 $v\leqslant 15$ m/s。链传动传递的功率一般在 100 kW 以下，传动比 $i\leqslant 7$，传动速度一般小于 15 m/s。它广泛应用于石油、化工、冶金、农业、采矿、起重、运输、纺织等各种机械和动力传动中。图 8-1 为常用链传动的实例。



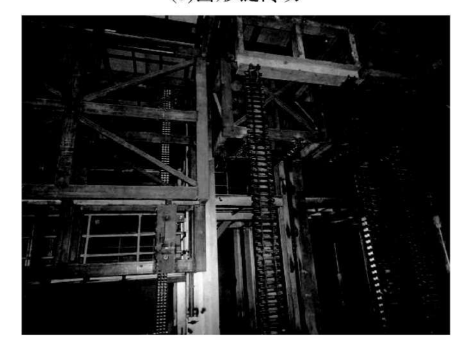
(a)滚子链传动



(b)齿形链传动



(c)牵引链传动



(d)起重链传动

图 8-1　链传动的实例

为了弄清传动系统里面是否需要链传动，那么我们就需要弄清楚链传动的类型、特点和应用场合。确定采用链传动后，就需要掌握更多的知识：首先需要弄清楚传动链的结构特点，链轮的结构和材料；其次分析链传动的运动特性，链传动所承受的力和应力，从而得出链传动的失效形式，根据失效形式确定设计准则和功率曲线；然后依据传递的功率、原动机工作机类型、转速以及传动比大小等工作条件选取合理的参数进行链传动设计计算；最后为链传动选取合理的布置、张紧和润滑方式。

8.1　传动链的特点和结构

链条按用途不同分为传动链、起重链和牵引链三种。传动链在机械传动中主要用来传递运动和动力，应用较为广泛，起重链和牵引链主要用在运输和起重机械中，本章只介绍传动链。传动链按结构的不同又分为传动用短节距精密滚子链(简称滚子链)、齿形链等类型。

8.1.1　链传动的特点

链传动是一种以链条为中间挠性件的啮合传动，它由装在平行轴上的小链轮、大链轮和绕在链轮上的链条组成，如图 8-2 所示，通过链轮轮齿和链条链节的啮合来传递运动和动力。

与摩擦型带传动相比，链传动没有弹性滑动和整体打滑现象，因而能保持准确的平均传动比，传动效率较高；又因为链条不需要像带那样张得很紧，所以作用于轴上的压轴力较小；链条采用金属材料制造，在同样的使用条件下，链传动的整体尺寸较小，结构较为紧凑；链传动能在高温、高湿、粉尘等恶劣条件下工作，同时能在低速重载下较好地工作。

与齿轮传动相比，链传动的制造和安装精度要求较低，成本低廉；在远距离传动时，其结构比齿轮传动轻便得多。

链传动的主要缺点是：在两根平行轴间只能用于同向回转；运转时不能保持恒定的瞬时传动比；磨损后易发生跳齿；工作时有噪声；不适用于在载荷变化很大、急速反向和频繁启动的场合，无过载保护作用。

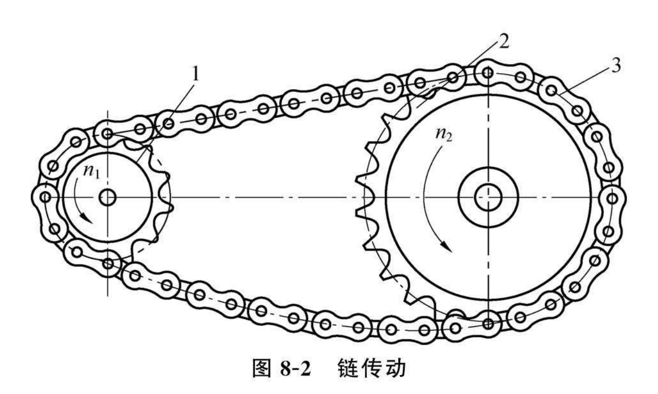


图 8-2　链传动

1—主动链轮；2—从动链轮；3—链条

8.1.2　滚子链的结构

滚子链的结构如图 8-3 所示，它由滚子、套筒、销轴、内链板和外链板所组成。内链板与套筒之间、外链板与销轴之间为过盈配合；滚子与套筒之间、套筒与销轴之间均为间隙配合。当内、外链板相对挠曲时，套筒可以绕销轴自由转动。滚子是活套在套筒上的，工作时滚子沿链轮齿廓滚动，滚子和轮齿间主要发生滚动摩擦，这样就可以减轻齿廓的磨损。链的磨损主要发生在销轴和套筒的

接触面上。因此，内、外链板间应留少许间隙，以便润滑油能渗入销轴和套筒的摩擦面间。链板一般制成 8 字形，以使它的各个横截面具有接近相等的抗拉强度，同时也减小了链的质量和运动时的惯性力。

当传递大功率时，可采用双排链(图 8-4)或多排链。多排链的承载能力与排数成正比，但由于精度的影响，各排链承受的载荷不易均匀，故排数不宜过多。

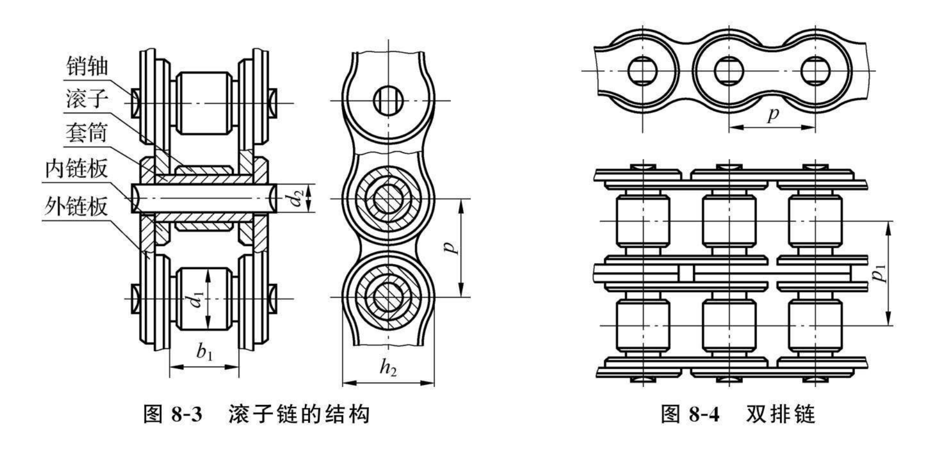


图 8-3　滚子链的结构　　　　**图 8-4　双排链**

节距 p 是链的主要参数，它是指滚子链上相邻两滚子中心间的距离。节距 p 增大，链的各部分尺寸相应增大，承载能力也相应提高，但重量也随之增大。链的使用寿命在很大程度上取决于链的材料及热处理方法，因此组成链的所有元件均须经过热处理，以提高其强度、耐磨性和耐冲击性。

滚子链已经标准化，标准号为 GB/T 1243－2006，它分为两种系列，一种系列是源自 ANSI 标准的链条(用后缀 A 标记)，另一系列源自欧洲(用后缀 B 标记)，这两种系列相互补充，覆盖了最广泛的应用领域。滚子链的部分规格、主要尺寸及抗拉载荷如表 8-1 所示。本章介绍我国主要使用的 A 系列滚子链传动的设计。

滚子链的标记方法为：链号－排数－整链链节数标准编号。

例如，16A－1－80GB/T 1243－2006 表示 A 系列、节距 25.4 mm(节距＝链号×25.4/16 mm)、单排、80 节的滚子链。

表 8-1　滚子链的规格及主要参数

ISO 链号	节距 p	排距 p_t	滚子外径 $d_{1\max}$	内链节内宽 $b_{1\min}$	销轴直径 $d_{2\max}$	内链板高度 $h_{2\max}$	抗拉载荷 $F_{\lim}$ 单排	抗拉载荷 $F_{\lim}$ 双排	每米质量 q(kg/m)
	mm						kN		
05B	8.00	5.64	5.00	3.00	2.31	7.11	4.40	7.80	0.18
06B	9.525	10.24	6.35	5.72	3.28	8.26	8.90	16.90	0.40
08A	12.70	14.38	7.92	7.85	3.98	12.07	13.80	27.60	0.65
08B	12.70	13.92	8.51	7.75	4.45	11.81	17.80	31.10	0.65
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.09	15.09	21.80	43.60	1.00
10B	15.875	16.59	10.16	9.65	5.08	14.73	22.20	44.50	1.00

续表

ISO 链号	节距 p	排距 p_t	滚子外径 d_{1max}	内链节内宽 b_{1min}	销轴直径 d_{2max}	内链板高度 h_{2max}	抗拉载荷 F_{lim}		每米质量 q(kg/m)
							单排	双排	
	mm						kN		
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.96	18.08	31.10	62.30	1.50
12B	19.05	19.46	12.07	11.68	5.72	16.13	28.90	57.80	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.94	24.13	55.60	111.20	2.60
16B	25.40	31.88	15.88	17.02	8.28	21.08	60.00	106.00	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.54	30.18	86.70	173.50	3.80
20B	31.75	36.45	19.05	19.56	10.19	26.42	95.00	170.00	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.11	36.20	124.60	249.10	5.60
24B	38.10	48.36	25.40	25.40	14.63	33.40	160.00	280.00	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.71	42.24	169.00	338.10	7.50
28B	44.45	59.56	27.94	35.99	15.90	37.08	200.00	360.00	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.29	48.26	222.40	444.80	10.10
32B	50.80	58.55	29.21	30.99	17.81	42.29	250.00	450.00	10.10

注：过渡链节的极限拉伸载荷按 $0.8F_{lim}$ 计算。

链条除了接头的链节外，各链节都是不可分离的，所以链的长度用链节数表示。为了使链条连成环形时，正好是外链板和内链板相连接，所以链节数最好为偶数。

链条接头形式如图 8-5 所示。当链节数为偶数时采用连接链节，其形状与外链节相同，只是链节一侧的外链板与销轴为间隙配合，接头处可用开口销(图 8-5(a))或弹簧卡片(图 8-5(b))来固定，一般前者用于大节距，后者用于小节距；当链节数为奇数时，须采用如图 8-5(c)所示的过渡链节。由于过渡链节的链板受拉力时有附加弯矩的作用，所以强度仅为通常链节的 80%，链板易疲劳断裂，故设计时应尽量避免使用过渡链节。

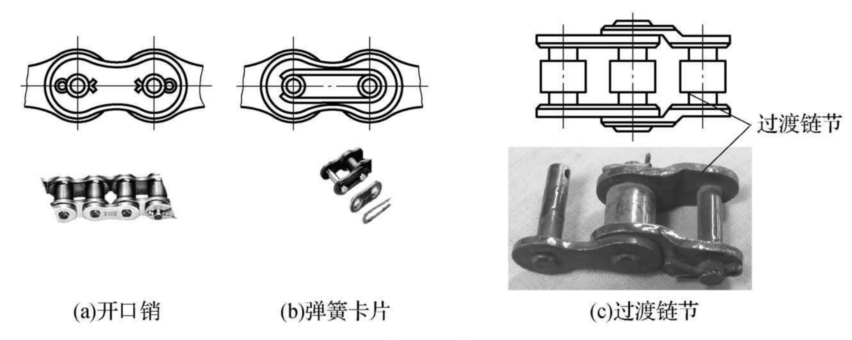


图 8-5 滚子链的接头形式

8.1.3 齿形链的结构

齿形链又称无声链，它是由一组带有两个齿的齿形链板左右交错并列铰接而成，如图 8-6 所示。每个链板的两个外侧直边为工作面，其间的夹角称为齿楔角，齿楔角一般为 60°。工作时齿形链板工作面与链轮轮齿相啮合而传递运动。齿形链的铰链可以是转动副、滑动副或滚动副，如图 8-6(c)所示为棱柱式滚动副，齿形链板的成形孔内装入棱柱，两组齿形链板转动时，两棱柱相互滚动，可减轻摩擦与磨损，故应用广泛。

齿形链上设有导板，以防止链条工作时发生侧向窜动。导板有内导板和外导板之分。对于内导板齿形链(图 8-6(a))，链轮轮齿上须开出导向槽。内导板齿形链导向性好，工作可靠，适用于高速及重载传动。对于外导板齿形链(图 8-6(b))，不需要在链轮轮齿上开出导向槽。外导板齿形链的链轮结构简单，但导向性差，外导板与销轴铆接处容易松脱。当链轮宽度大于 25～30 mm 时，一般采用内导板齿形链；当链轮宽度较小时，在链轮轮齿上开槽有困难，可采用外导板齿形链。

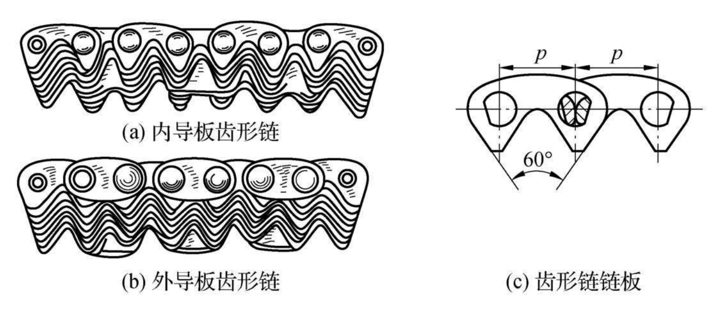


图 8-6 齿形链

与滚子链相比，齿形链传动平稳、振动及噪声小，且承受冲击性能好，工作可靠，它允许的速度较高，最大可达到 30 m/s。故齿形链多用于高速或运动精度要求较高、大传动比和小中心距等工作条件较为严酷的传动装置中。但是齿形链结构复杂，难于制造，质量大，价格较高。

8.2 滚子链链轮的结构和材料

链轮由轮齿、轮缘、轮辐和轮毂组成。链轮设计主要是确定其结构和尺寸，选择材料和热处理方法。

8.2.1 链轮齿形

滚子链与链轮的啮合属于非共轭啮合，其链轮齿形的设计比较灵活。链轮齿形应保证链节能平稳自如地进入和退出啮合，啮合时应保证接触良好，受力均匀，不易脱链且齿形便于加工。链轮齿形的设计应能满足上述传动与加工要求。本节仅介绍滚子链链轮齿形。

1. 链轮端面齿形

在链条标准 GB/T 1243—2006 中没有规定具体的链轮齿形，仅仅规定了最小齿槽形状和最大齿

槽形状及其极限参数，可查表 8-2，凡在最小齿槽形状和最大齿槽形状之间的各种标准齿形均可采用。实际齿槽形状取决于加工轮齿的刀具和加工方法，并应使其位于最小齿槽形状和最大齿槽形状之间。

常用的链轮端面齿形为“三圆弧一直线”齿形，由三段圆弧和一直线构成，即齿形由$\overset{\frown}{aa}$、$\overset{\frown}{ab}$、$\overset{\frown}{cd}$三段圆弧和$\overline{bc}$线段组成，如图 8-7 所示，其中 a-b-c-d 段为工作齿廓。另外也可用渐开线齿形。对于上述“三圆弧一直线”齿形，在链轮工作图中，无须绘出其齿形，只需注明节距 p、齿数 z、分度圆直径 d、齿根圆直径 d_f 或滚子直径 d_1，并注明“齿形按 GB/T 1243－2006 规定制造”即可。

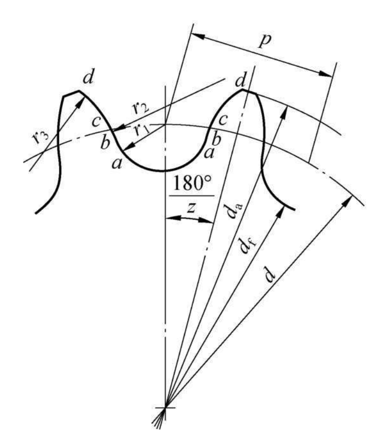
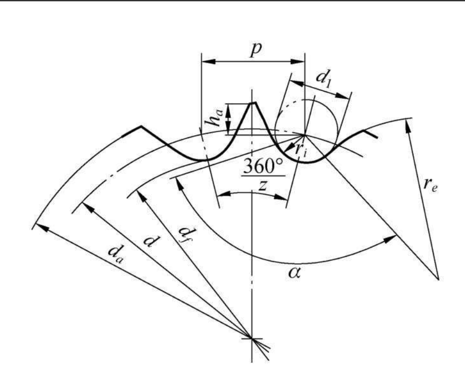


图 8-7　链轮端面齿形

表 8-2　滚子链链轮的最小齿槽形状和最大齿槽形状



名称	符号	计算公式	
		最小齿槽形状	最大齿槽形状
齿侧圆弧半径	r_e	$r_{e\max}=0.12d_1(z+2)$	$r_{e\min}=0.008d_1(z^2+180)$
滚子定位圆弧半径	r_i	$r_{i\min}=0.505d_1$	$r_{i\max}=0.505d_1+0.069\sqrt[3]{d_1}$
滚子定位角	α	$\alpha_{\max}=140°-\frac{90°}{z}$	$\alpha_{\min}=120°-\frac{90°}{z}$

注：半径精确到 0.01 mm，角度精确到分。

2. 链轮轴向齿形

链轮轴向齿形如图 8-8 所示，齿形尺寸可查表 8-3。图 8-8(a)适用于 A 系列链条，图 8-8(b)适用于 B 系列链条，图 8-8(c)适用于 A 系列三排链链条。在链轮工作图上须画出轴面齿形，以便于车削链轮毛坯。

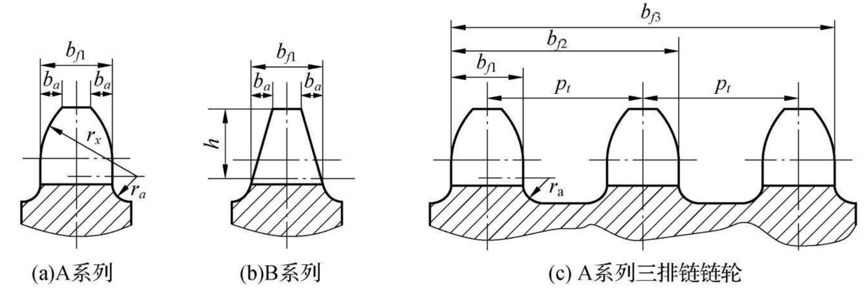


图 8-8　链轮轴向齿形

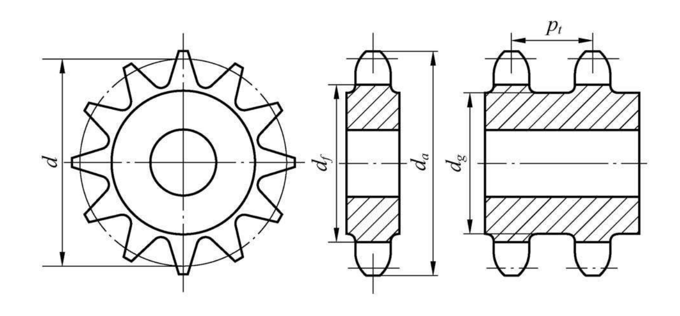
表 8-3　滚子链链轮轴向齿形尺寸

名称		符号	计算公式		备注
			$p \leqslant 12.7$	$p > 12.7$	
齿宽	单排	b_{f1}	$0.93b_1$	$0.95b_1$	$p>12.7$ 时，若使用者和客户同意，也可以使用 $p \leqslant 12.7$ 时的齿宽；b_1 为内链节内宽，详见表 8-1
	双排、三排		$0.91b_1$	$0.93b_1$	
齿侧倒角		b_a	$0.13p$		
齿侧半径		r_x	p		
齿全宽		b_{fn}	$b_{fn}=(n-1)p+b_{f1}$	n 为排数	

8.2.2　链轮的基本参数和主要尺寸

链轮与齿轮类似，也有分度圆、齿顶圆和齿根圆等，链轮的分度圆是指链轮上被链条节距 p 等分的圆，即链轮上链的各滚子中心所在的圆。链轮工作图应注明节距 p、齿数 z、分度圆直径 d、齿顶圆直径 d_a、齿根圆直径 d_f 等。链轮的主要尺寸和计算公式详见表 8-4。

表 8-4　滚子链链轮的主要尺寸



续表

名称	符号	计算公式	备注
分度圆直径	d	$d=\dfrac{p}{\sin\dfrac{180°}{z}}$	
齿顶圆直径	d_a	$d_{a\min}=d+p\left(1-\dfrac{1.6}{z}\right)-d_1$ $d_{a\max}=d+1.25p-d_1$ 若为三圆弧一直线齿形，则 $d_a=p(0.54+\cot\dfrac{180°}{z})$	$d_{a\min}$和$d_{a\max}$对于最小齿槽形状和最大齿槽形状均可应用，但$d_{a\max}$受到刀具限制； d_1为链轮齿槽圆弧半径，详见表8-2
齿根圆直径	d_f	$d_f=d-d_1$	
齿高	h_a	$h_{a\min}=0.5(p-d_1)$ $h_{a\max}=0.625p-0.5d_1+\dfrac{0.8p}{z}$ 若为三圆弧一直线齿形，则 $h_a=0.27p$	h_a为节距多边形以上部分的齿高，用于绘制放大尺寸的齿槽形状；$h_{a\min}$和$d_{a\min}$对应、$h_{a\max}$和$d_{a\max}$对应
齿侧最大凸缘（或排间槽）直径	d_g	$d_g=p\cot\dfrac{180°}{z}-1.04h_2-0.76$	h_2为内链板高度，详见表8-1

注：d_a、d_g值取整数，其他尺寸精确到0.01 mm。

8.2.3 链轮的结构

链轮的结构如图8-9所示，小直径的链轮可制成整体式[图8-9(a)]；中等尺寸的链轮可制成孔板式[图8-9(b)]；大直径的链轮可制成组装式，常将齿圈用螺栓连接[图8-9(c)]或焊接在轮毂上。齿圈采用螺栓连接，链轮轮齿磨损后可以更换。

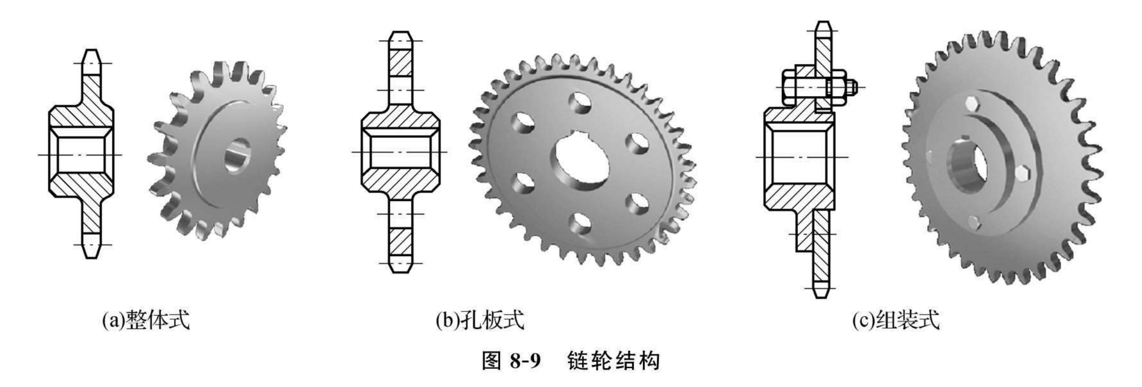


图8-9 链轮结构

8.2.4 链轮的材料

链轮轮齿应具有足够的耐磨性和接触强度，故齿面多须进行热处理。由于小链轮轮齿的啮合次数比大链轮多，所受的冲击也较大，故小链轮所用材料一般应优于大链轮。

常用的链轮材料有碳素钢、灰铸铁等，重要的链轮可采用合金钢。表 8-5 为链轮常用材料及其应用范围。

表 8-5 链轮常用材料及其应用范围

材料	热处理	硬度范围	应用范围
15、20	渗碳、淬火、回火	50～60HRC	$z \leqslant 25$，有冲击载荷的主、从动链轮
35	正火	160～200HBS	正常工作条件下，齿数 $z>25$ 的齿轮
40、50、ZG310～570	淬火、回火	40～50HRC	在激烈冲击、振动、易磨损条件下工作的链轮
15Cr、20Cr	渗碳、淬火、回火	50～60HRC	有动载荷及传递较大功率的重要链轮($z<25$)
35SiMn、40Cr、25CrMo	淬火、回火	40～50HRC	使用优质链条传动的重要链轮
Q235、Q275	焊接后退火	140HBS	中等速度、传递中等功率的较大链轮
普通灰铸铁(不低于 HT150)	淬火、回火	260～280HBS	$z>50$ 的从动链轮

8.3 链传动的工作情况分析

8.3.1 运动特性

由链条的结构可知，链条是由刚性链节通过销轴铰接而成的，当链条绕在链轮上时，其链节与相应的轮齿啮合后，这一段链条将曲折成正多边形的一部分，如图 8-10 所示。多边形的边长等于节距 p。链轮每转一周，链就移动一个多边形的周长 zp，故链的平均速度为

$$v=\frac{z_1 p n_1}{60\times 1000}=\frac{z_2 p n_2}{60\times 1000} \tag{8-1}$$

式中，p——链节距，单位为 mm；

z_1、z_2——主、从动链轮的齿数；

n_1、n_2——主、从动链轮的转速，单位为 r/min。

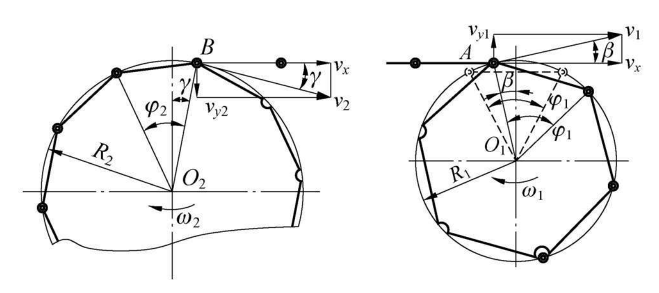


图 8-10 链传动的速度分析

链传动的平均传动比为

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{z_2}{z_1} \tag{8-2}$$

因为链传动是啮合传动，链条和链轮之间没有相对滑动，所以平均链速和平均传动比都是常数。但是仔细分析链传动中铰链链节随同链轮转动的过程可知，链传动的瞬时传动比和链速并不等于常数。下面介绍链传动的瞬时传动比的计算方法。

在图 8-10 中，小链轮 1 为主动链轮，大链轮 2 为从动链轮。为了便于分析，设链的紧边(即主动边)在传动时总处于水平位置。在主动轮上仅须分析任一链节从销轴中心 A 进入啮合开始，到相邻的下一链节进入啮合为止的一段时间的运动情况。设主动链轮以角速度 ω_1 匀速转动，其节圆半径为 R_1，销轴中心 A 亦随之做等速圆周运动，其圆周速度 $v_1=R_1\omega_1$。如图 8-10 所示，v_1 可分解为沿链条前进方向的分速度 v_x 和垂直链条前进方向的分速度 v_{y1}。其值分别为

$$v_x=R_1\omega_1\cos\beta \tag{8-3}$$

$$v_{y1}=R_1\omega_1\sin\beta \tag{8-4}$$

式中，β 为铰链 A 的圆周速度 v_1 与链条前进方向之间的夹角，在数值上等于铰链 A 点在小链轮 1 上的位置角，其变化范围为$(-180°/z_1,\ +180°/z_1)$。

小链轮 1 上链条每一链节所对的中心角为 φ_1(即 $360°/z_1$)，因而每一链节从开始啮合到下一链节进入啮合为止，位置角 β 将在 $\pm\varphi_1/2$(即 $\pm180°/z_1$)的范围内变化。因为位置角 β 的大小是变化的，所以即使小链轮 1 匀速转动，链条的运动速度也是变化的。

当 $\beta=\pm\varphi_1/2$(即 $\pm180°/z_1$)时，链条前进的速度为最小，$v_{x\min}=R_1\omega_1\cos(\pm180°/z_1)$；当 $\beta=0°$ 时，前进的速度为最大，$v_{x\max}=R_1\omega_1$。由此可知，链条前进的速度由小变大，再由大变小，每转过一个链节，链速周期性变化一次，链速的变化如表 8-6 所示，它使得传动不平稳，并产生周期性的振动。在链速 v_{x1} 变化的同时，垂直链条前进方向的分速度 v_{y1} 的大小由 $R_1\omega_1\sin(180°/z_1)$(方向向上)到 0，又由 0 到 $R_1\omega_1\sin(-180°/z_1)$(方向向下)周期性变化。即链速的变化呈周期性，链轮每转过一个链节，链速就变化一个周期，链速变化的程度与小链轮 1 的转速 n_1 和齿数 z_1 有关。

表 8-6　相位角 β 与链条前进速度 v_{x1}、垂直链条前进速度 v_{y1} 的关系

相位角 β	链条前进速度 v_{x1}	垂直链条前进速度 v_{y1}	位置图
$\pm\dfrac{180°}{z_1}$	$v_{x1\min}=\omega_1R_1\cos\left(\pm\dfrac{180°}{z_1}\right)$	$v_{y1\max}=\omega_1R_1\sin\left(\pm\dfrac{180°}{z_1}\right)$	
0	$v_{x1\max}=\omega_1R_1$	$v_{y1\min}=0$	

续表

相位角 β	链条前进速度 v_{x1}	垂直链条前进速度 v_{y1}	位置图
$\left(-\dfrac{180^\circ}{z_1},\ +\dfrac{180^\circ}{z_1}\right)$	$v_{x1}=\omega_1 R_1\cos\beta$	$v_{y1}=\omega_1 R_1\sin\beta$	

这种链速 v_x 时快时慢，v_{y1} 忽上忽下的链传动的运动特征，称为链传动的运动不均匀性。这种运动特征是由于围绕在链轮上的链条形成了正多边形这一特点所造成的，故又称为链传动的多边形效应。转速越高，齿数越少，链节距越大，则链传动的运动不均匀性就越严重，运动平稳性就越差。

在小链轮 1 牵引链条变速运动的同时，大链轮 2 上也发生着相似的过程。在大链轮 2 上只须分析某一链节铰链 B 脱离啮合开始，到该链节下一链节开始退出啮合时为止时间内的运动情况。假设大链轮 2 的角速度为 ω_2，其分度圆半径为 R_2，铰链 B 的速度为 v_2，由图 8-10 可知：

$$
\begin{aligned}
v_2&=\frac{v_x}{\cos\gamma}=\frac{R_1\omega_1\cos\beta}{\cos\gamma}=R_2\omega_2\\
\omega_2&=\frac{R_1\omega_1\cos\beta}{R_2\cos\gamma}
\end{aligned}
\tag{8-5}
$$

式中，γ 为铰链 B 点的圆周速度与链条前进方向之间的夹角，在数值上等于铰链 B 点在大链轮 2 上的位置角，其变化范围为$(-180^\circ/z_2,\ +180^\circ/z_2)$。

由式(8-5)可求得链传动的瞬时传动比 i_t 为

$$
i_t=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{R_2\cos\gamma}{R_1\cos\beta}
\tag{8-6}
$$

因为相位角 γ、β 是随时间而变化的，由式(8-5)、式(8-6)可知，即使 ω_1 为常数，但 ω_2 随 γ、β 的变化而变化，瞬时传动比 i_t 也相应随时间而变化，故链传动的瞬时链速和瞬时传动比均周期性变化，链传动工作不平稳，且与链轮齿数 z_1、z_2 有关。只有在两链轮齿数相等，且链条紧边长恰好是链节距的整数倍时，即 $R_1=R_2$，γ、β 始终相等，瞬时传动比 i_t 才为常数，大链轮 2 角速度 ω_2 恒等于小链轮 1 角速度 ω_1。但瞬时链速 v_x 始终是周期性变化的，合理选择参数，可减小链传动的运动不均匀性。

8.3.2 链传动的动载荷

链传动的运动不均匀性造成链条和链轮都是周期性的变速运动，从而引起动载荷。链传动中的动载荷包括外部附加动载荷和链条运动时链速变化产生的内部附加动载荷。

1. 外部附加动载荷

外部附加动载荷是由于工作载荷和原动机的工作特性带来的振动、冲击等因素引起的附加载荷，这种动载荷在工况系数中加以考虑。

2. 内部附加动载荷

内部附加动载荷的产生主要有以下原因。

(1)由于链速 v_x 的周期性变化产生的惯性力为

$$F_{d1}=ma_c \tag{8-7}$$

式中，m——紧边链条的质量，单位为 kg；

a_c——链条变速运动的加速度，单位为 m/s^2。

如果主动链轮匀速转动，则

$$a_c=\frac{\mathrm{d}v_x}{\mathrm{d}t}=\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(R_1\omega_1\cos\beta)=-R_1\omega_1^2\sin\beta$$

当 $\beta=\pm\varphi_1/2=\pm180°/z$ 时，加速度 a_c 达到最大值，即

$$a_{c\max}=\pm R_1\omega_1{}^2\sin\frac{\varphi_1}{2}=\pm R_1\omega_1{}^2\sin\frac{180°}{z_1}=\pm\frac{\omega_1{}^2p}{2}$$

由上式可知，链轮的转速越高、节距越大，链条的加速度越大，则惯性力就越大，相应的动载荷就越大。

(2)从动链轮因角加速度变化引起的惯性力为

$$F_{d2}=\frac{J}{R_2}\frac{\mathrm{d}\omega_2}{\mathrm{d}t} \tag{8-8}$$

式中，J——从动系统转化到从动链轮轴上的转动惯量，单位为 kgm^2；

ω_2——从动链轮的角速度，单位为 rad/s。

(3)垂直链条前进方向的运动分速度 v_y 的周期性变化会产生链传动的横向振动，这种横向振动是链传动动载荷中很重要的一部分，也是引起共振的主要原因。

(4)当链节与链轮轮齿啮合的瞬间，由于链节的运动速度与链轮轮齿的运动速度在大小和方向上都不同，从而产生瞬时冲击和附加动载荷，如图 8-11 所示。

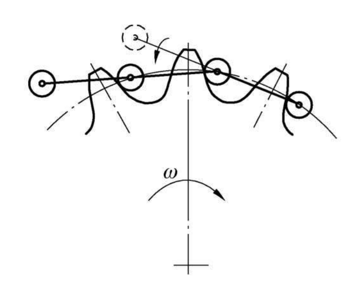


图 8-11　啮合瞬时的冲击

此外，由于链条和链轮的制造误差以及安装误差、链条的松弛，在启动、制动、反转、突然超载或卸载情况下出现惯性冲击等，也将产生瞬时冲击和附加动载荷。

3. 动载荷对传动的影响

动载荷将使传动平稳性下降，引起冲击、振动，增加功率消耗，降低链传动的疲劳寿命，造成过大的噪声。

4. 降低动载荷的措施

(1)设计中合理选择参数。在满足承载能力和疲劳寿命的前提下，尽可能采用较小的节距 p，增大链轮齿数 z，控制链速 v。

(2)必要时采用张紧装置，减小链的抖动。

(3)链传动通常放置在传动系统的低速级。

8.3.3 链传动的受力分析

安装链传动时，应使链条受到一定的张紧力。链传动张紧的主要目的是防止松边的垂度过大。否则，当松边在下时，会导致链轮啮合齿数较少，链条拉力增大，加速磨损，产生较大振动、跳齿和脱链。又由于链传动是啮合传动，所以与带传动相比，链传动所需的张紧力要小得多。

如果不计传动中的动载荷，则链在传动中的力有以下几类。

(1)有效圆周力 F_e，作用于紧边

$$F_e=\frac{1000P}{v} \tag{8-9}$$

式中，P——传递的功率，单位为 kW；

v——链速，单位为 m/s。

(2)离心拉力 F_c，作用于链条全长，类似于带的离心拉力

$$F_c=qv^2 \tag{8-10}$$

式中，q——链条单位长度的质量，单位为 kg/m。

(3)悬垂拉力 F_f，作用于紧边和松边

F_f为由链条本身重量而产生的悬垂拉力，它取决于传动的布置方式及链在工作时允许的垂度。

$$F_f=\max(F_f', F_f'') \tag{8-11}$$

其中，$F_f'=K_f qa\times10^2$，$F_f''=(K_f+\sin\alpha)qa\times10^2$

式中，a——链传动的中心距，单位为 m；

K_f——垂度系数，如图 8-12 所示，图中 f 为下垂度，

α——中心线与水平面间夹角。

(4)链条紧边拉力 F_1

$$F_1=F_e+F_c+F_f \tag{8-12}$$

(5)松边拉力 F_2

$$F_2=F_c+F_f \tag{8-13}$$

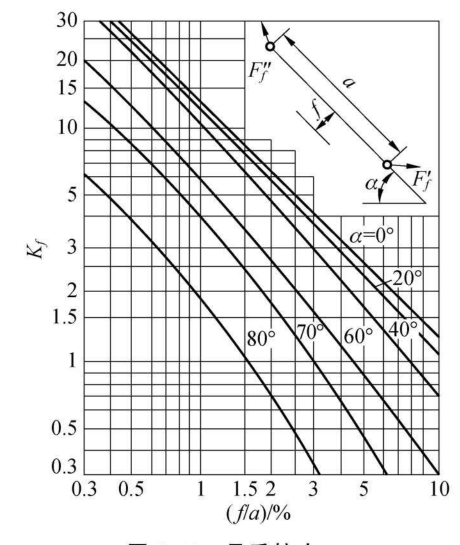


图 8-12 悬垂拉力

8.4 滚子链传动的设计计算

链是标准件，因而链传动的设计计算主要是根据传动要求选择链的类型，确定链的型号和排数，确定传动布置和润滑方式，选用链轮材料和结构。

8.4.1 主要失效形式

1. 链条铰链磨损

链节在进入和退出啮合时，销轴和套筒之间存在相对滑动，润滑不充分时将引起铰链的过度磨

损。磨损导致链轮节圆增大，最终将产生跳齿或脱链而使传动失效。同时磨损还将导致外链节节距变长，因此实际链节距的不均匀性增大，使传动更不平稳。

2. 链的疲劳破坏

链在运动过程中，链板在变应力状态下工作，经过一定的循环次数链板会产生疲劳断裂。在润滑条件良好且设计安装正确的情况下，链板的疲劳强度是决定链传动能力的主要因素。对于链速 $v \geqslant 0.6$ m/s 的中、高速链传动，这是主要的失效形式，如图 8-13(a)、(b)所示。



(a)链板疲劳断裂　(b)链板疲劳断裂　(c)滚子疲劳　(d)销轴疲劳断裂　(e)链条静力拉断

图 8-13　链的失效

3. 滚子、套筒点蚀和冲击疲劳破坏

工作中由于链条反复启动、制动、反转或受重复冲击载荷时承受较大的动载荷，经过多次冲击，滚子、套筒表面产生点蚀，且滚子、套筒和销轴会产生冲击断裂，如图 8-13(c)、(d)所示。此时应力循环次数一般小于 10^4，它的载荷一般较疲劳破坏允许的载荷要大，但比脆性破断载荷小。

4. 销轴与套筒的胶合

由于套筒和销轴间存在相对运动，在变载荷的作用下，润滑油膜难以形成，当转速过高时，套筒与销轴间摩擦产生的热量导致套筒与销轴的胶合失效。胶合限制了链传动的极限转速。

5. 过载拉断

在低速重载($v<0.6$ m/s)的传动中或者链传动严重过载时，链元件被拉断，如图 8-13(e)所示。导致链条变形持续增加的最小负载将限制链条能够承担的最大载荷。

通常链轮的寿命为链寿命的 2～3 倍以上，所以链传动的承载能力以链的强度和寿命为依据。

8.4.2　功率曲线

1. 极限功率曲线

链传动的各种失效形式都与链速有关。如图 8-14 所示为实验条件下单排链在一定寿命下，小链轮在不同转速时由各种失效形式所限定的极限功率曲线。图中曲线 1 是在润滑良好的条件下，由链条铰链磨损破坏限定的极限功率；2 是在变应力作用下链板疲劳破坏限定的极限功率；3 是由滚子、套筒的点蚀和冲击疲劳破坏限定的极限功率；4 是由销轴与套筒胶合限定的极限功率；5 是良好润滑条件下的额定功率曲线，它是设计时所使用的曲线；6 是润滑条件不良或者工作环境恶劣的情况下的极限功率曲线，这种情况下链磨损严重，所能传递的功率甚低。由图 8-14 可见，在中等速度的链传动中，链传动的承载能力主要取决于链板的疲劳强度；随着链轮转速的增高，传动能力主要取决于滚子和套筒的冲击疲劳强度；高速时会出现铰链胶合现象，使链条迅速失效。

【小提示】

当工作条件不同于实验条件时，链允许传递的功率也不同。

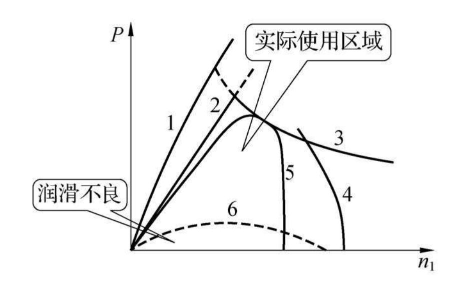


图 8-14 极限功率曲线

2. 额定功率曲线

图 8-15 为 A 系列滚子链在特定条件下，链速 $v \geqslant 0.6$ m/s 时允许传递的额定功率 P_{ca}，它是将在特定条件下由实验得到的极限功率曲线(图 8-14 中的 2、3、4 曲线)进行修正后得到的。所谓的特定条件是指：小链轮的齿数 $z_1=25$；链条长度为 120 个链节(链长小于此长度时，使用寿命将按比例减少)；传动比 $i=3$；单排链；两链轮共面且两轴在同一水平面内；载荷平稳；清洁的环境，合适的润滑方式；工作寿命为 15000 h；链条因磨损而引起的相对伸长量不高于 3%；工作温度在 -5℃～$+70$℃。

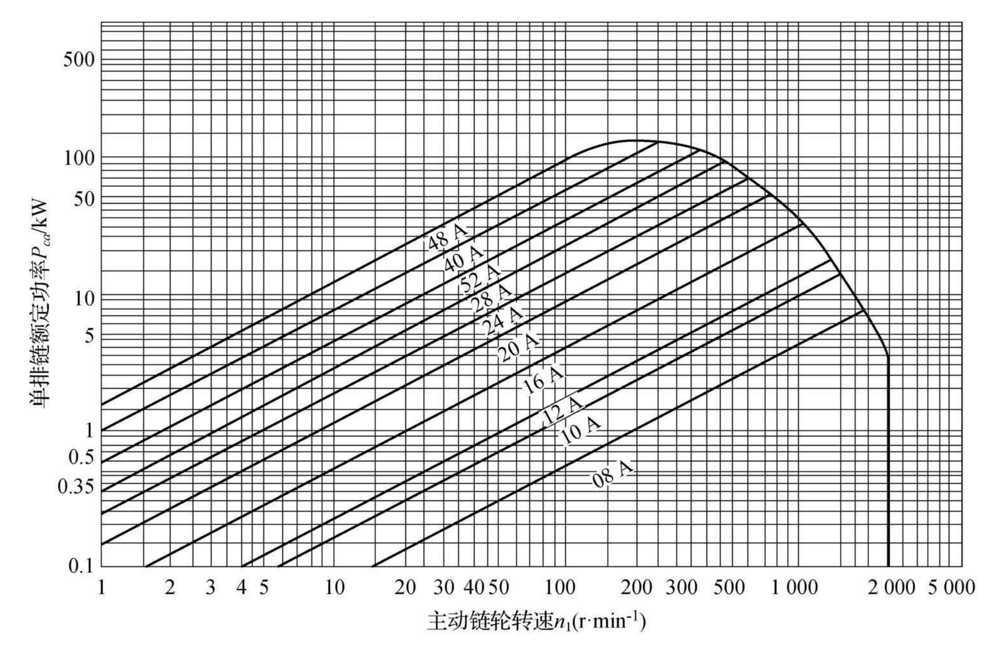


图 8-15 A 系列单排滚子链的额定功率曲线

8.4.3 链传动推荐的润滑方式

如前述可知，链传动的润滑方式对链传动传递功率的能力影响很大，推荐采用的润滑方式如图 8-16 所示，根据链号或链节距、链速来确定。

当不能按图 8-16 推荐的方式润滑，应将额定功率值 P_{ca} 按如下数值降低。

(1)$v \leqslant 1.5$ m/s：润滑不良时取图 8-16 中值的 30%～60%，无润滑时取图 8-16 中值的 15%(寿命不能保证 15 000 h)。

(2)1.5 m/s$\leqslant v \leqslant 7$ m/s：润滑不良时取图 8-16 中值的 15%～30%。

(3)$v > 7$ m/s：润滑不良时该传动不可靠，不宜采用。

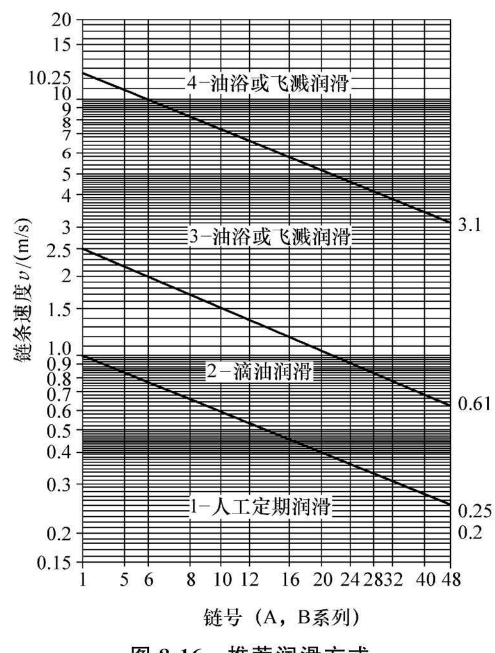


图 8-16 推荐润滑方式

8.4.4 设计准则

链传动中，通常链轮的寿命为链条寿命的 2～3 倍以上，所以链传动的承载能力计算主要针对链条进行。链传动的工作条件不同，其失效形式也不相同。根据链速不同分为两种情况：$v \geqslant 0.6$ m/s 的中、高速链传动，主要失效形式是疲劳破坏，按额定功率曲线设计计算；$v < 0.6$ m/s 的低速链传动，按静强度设计计算。

8.4.5 参数选择

1. 链轮齿数 z_1、z_2

链轮齿数的多少对传动平稳性和使用寿命有很大影响，小链轮齿数不宜过多或过少。

当小链轮齿数过少时，传动的不均匀性和动载荷会很大；链节在进入和退出啮合时，相对转角增大，增大链的工作拉力，销轴和套筒的磨损增大。因此，在一般情况下，滚子链传动小链轮最少齿数 z_1 可根据链速按表 8-7 选取。当链速很低时，允许最小齿数 $z_1 \geqslant 9$。

小链轮的齿数 z_1 也不宜取得太大。在传动比给定时，z_1 大，大链轮齿数 z_2 也相应增大，其结果不仅增大了传动的总体尺寸和重量，而且还容易发生跳齿和脱链，从另一方面限制了链条的使用寿命。如图 8-17 所示，链节距增量和直径增量的关系

$$\Delta d=\frac{\Delta p}{\sin\dfrac{180^\circ}{z}} \tag{8-14}$$

式(8-14)表明，当磨损量一定，即链节的增长量 Δp 一定时，链轮的齿数 z 越多，铰链所在圆的直径的增加量 Δd 就越大，铰链会更接近齿顶，更易发生跳齿和脱链。所以从这个意义上讲，链轮齿数不宜过多，因此应控制 $z_{max}\leqslant 120$。

由于链节数通常是偶数，为使链条和链轮磨损均匀，常取链轮齿数为奇数，并尽可能与链节数互质。优先选用的链轮齿数系列为 17、19、21、23、25、38、57、76、95 和 114。

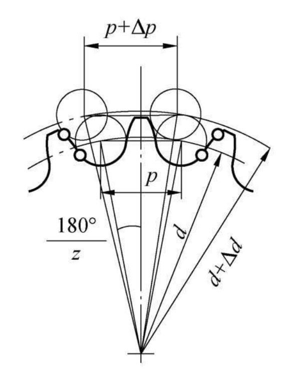


图 8-17　链节距增大量和铰链外移量

表 8-7　小链轮齿数 z_1

链速 v(m/s)	0.6～3	3～8	>8
z_1	≥17	≥21	≥25

2. 传动比 i

传动比过大，链条在小链轮上的包角就会很小，参与啮合的齿数减少，每个轮齿承受的载荷增大，加速轮齿的磨损，且易出现跳齿和脱链现象。一般链传动的传动比 $i\leqslant 7$，常取 $i=2\sim4$。但在 $v\leqslant 3$ m/s,载荷平稳，外形尺寸不受限制时，i_{max}可达 10。链条在小链轮上包角不应小于 120°。

3. 节距 p 和排数 n

链节距的大小直接决定了链的尺寸、重量和承载能力，而且也影响链传动的运动不均匀性。链节距越大，承载能力就越高，但总体尺寸大，多边形效应显著，振动、冲击和噪声也严重。为使结构紧凑和延长寿命，在满足承载能力的前提下，尽可能选用较小的节距。在高速重载时，宜用小节距多排链；低速重载时，选大节距排数较少的链。

4. 中心距 a

中心距的大小对传动有很大影响。中心距过小，链速一定时，单位时间内链条的绕转次数增多，链条屈伸次数和应力循环次数增多，因而加剧了链的磨损和疲劳。同时，由于中心距过小，链条在小链轮上的包角变小($i\neq1$)，每个轮齿所受的载荷增大，且易出现跳齿和脱链现象。中心距太大，松边垂度过大，传动时造成松边颤动，冲击大。设计时如无结构上的特殊要求，一般可初定中心距 $a_0=(30\sim50)p$，$a_{max}=80p$，最小中心距 a_{0min}可按下式取值

$i\leqslant 3$ 时：
$$a_{0min}=\frac{1}{2}(d_{a1}+d_{a2})+(30\sim50) \tag{8-15}$$

$i>3$ 时：
$$a_{0min}=\frac{1}{2}(d_{a1}+d_{a2})\times\frac{9+i}{2} \tag{8-16}$$

式中，d_{a1}、d_{a2}分别为小、大链轮的齿顶圆直径，单位为 mm。

8.4.6 设计计算

1. 已知条件和设计内容

设计链传动时的已知条件包括链传动的工作条件，传动位置与总体尺寸限制，所需传递的功率 P，主动链轮转速 n_1，从动链轮转速 n_2或传动比 i。

设计内容包括确定链条型号，链节数 L_p 和排数，链轮齿数 z_1、z_2 以及链轮的结构、材料和几何尺寸，链传动的中心距 a、压轴力 F_Q、润滑方式和张紧装置等。

2. 设计步骤和方法

(1)$v \geqslant 0.6$ m/s 的链传动设计计算

①选择链轮齿数

假设链速，根据假设的链速由表 8-7 选择小链轮齿数 z_1。大链轮的齿数 $z_2 = iz_1$。

②确定额定功率

当链传动的工作情况、主动链轮齿数和链条排数不符合测量额定功率曲线时的特定实验条件时，应将链所传递的功率 P 乘以一系列的系数，将其修正为当量的单排链的额定功率，即

$$P_{ca} = P\,\frac{K_A K_z}{K_p} \tag{8-17}$$

式中，K_A——工况系数，详见表 8-8；

K_z——主动链轮齿数系数，如图 8-18 所示；

K_P——多排链系数，双排时 $K_p = 1.75$，三排时 $K_p = 2.5$；

P——传递的功率，单位为 kW。

表 8-8 链传动的工况系数 K_A

工作机特性	原动机特性		
	运转平稳(电动机、汽轮机等)	轻微冲击(经常启动的电动机等)	中等冲击(少于六缸带机械式联轴器的内燃机等)
平稳运转(离心式的泵和压缩机等)	1.0	1.1	1.3
中等冲击(三缸以上的泵和压缩机等)	1.4	1.5	1.7
严重冲击(轧机和球煤机等)	1.8	1.9	2.4

③确定链条型号和节距

根据当量的单排链额定功率 P_{ca} 和小链轮转速 n_1 由图 8-15 确定链条型号，然后由表 8-1 确定链条节距 p。

④验算链速

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{z_2 p n_2}{60 \times 1000}$$

看其是否与假设的链速相符合，如不符合则需要重新设计。

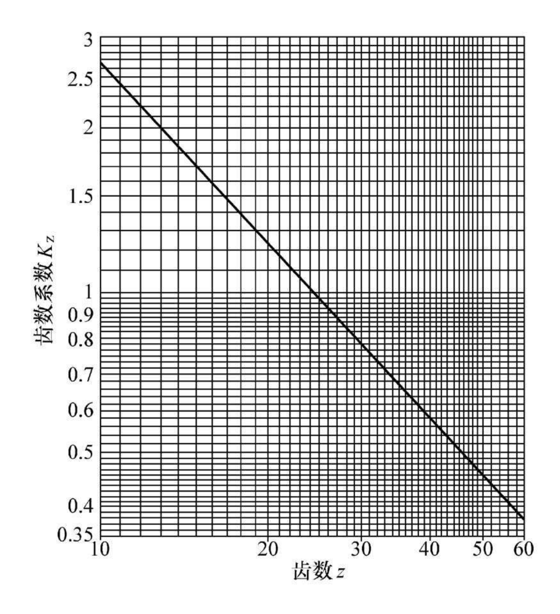


图 8-18 主动链轮齿数系数 K_z

⑤计算链节数和中心距

初选中心距 $a_0=(30\sim50)p$。利用带传动中带长的计算公式(7-26)，将该公式两端除以链节距 p，经整理后的链节数 L_{p0} 为

$$L_{p0}=\frac{2a_0}{p}+\frac{z_1+z_2}{2}+\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2\frac{p}{a_0} \tag{8-18}$$

为了避免使用过渡链节，链节数应取偶数，将计算出的链节数 L_{p0} 圆整为偶数 L_p。链节数圆整后的中心距为

$$a=\frac{p}{4}\left[L_p-\frac{(z_1+z_2)}{2}+\sqrt{\left(L_p-\frac{z_1+z_2}{2}\right)^2-8\left(\frac{z_1-z_2}{2\pi}\right)^2}\right] \tag{8-19}$$

一般为了便于链条的安装和保证链条与链轮齿能顺利地啮合，应使链条松边有一定的垂度，实际中心距应较计算中心距小 2～5 mm。

⑥求作用在轴上的压轴力 F_Q

链作用于轴上的压轴力 F_Q 可近似取为

$$F_Q=F_1+F_2\approx(1.2-1.3)F_e \tag{8-20}$$

⑦根据链速和链号，按图 8-16 选择润滑方式。

(2)低速链传动 $v<0.6$ m/s，按静强度设计

当链速 $v<0.6$ m/s 时，其主要失效形式是链条静力拉断，故应进行静强度校核。静强度安全系数应满足下式要求：

$$S=\frac{nF_{\lim}}{K_AF_1}\geqslant4\sim8 \tag{8-21}$$

式中，n——链的排数；

$F_{\lim}$——单排抗拉载荷，单位为 N，可查表 8-1；

K_A——工作情况系数，可查表8-8；

F_1——链的紧边拉力，单位为N，按式(8-12)计算。

【小提示】

链设计计算时，必须先假定链速，然后再选择合适的齿数，接下来验证所假设的链速是否合适，否则就要重新设定链速选择齿数。

8.5 链传动的合理布置、张紧和润滑

8.5.1 链传动的布置

链传动的布置合理与否，对传动的工作性能和使用寿命有较大影响。布置时，两链轮应位于同一铅垂面内，两链轮共面；链轮的两轴应平行，中心线可以水平，也可以倾斜，但尽量不要处于铅垂位置；一般应紧边在上，松边在下，以免松边在上时，下垂量过大而阻碍链轮的顺利运转。具体布置时，可参考表8-9。

表8-9 链传动的布置

传动参数	正确布置	不正确布置	说明
$i=(2\sim3)a=(30\sim50)p$			传动比和中心距中等大小。两轮轴线在同一水平面，紧边在上在下都可以，但紧边在上较好
$i>2a<30p$			中心距较小。两轮轴线不在同一水平面，松边应在下，否则松边下垂量增大后，链条易与链轮卡死
$i<1.5a>60p$			传动比小，中心距较大。两轮轴线在同一水平面，松边应在下，否则松边下垂量增大后，松边会与紧边相碰，须经常调整中心距
i、a为任意值			两轮轴线在同一铅垂面内，会减少下链轮的有效啮合齿数，降低传动能力。因此应采用：中心距可调；设张紧装置；上、下两轮偏置，使两轮轴线不在同一铅垂面内

8.5.2 链传动的张紧

链传动张紧的目的，主要是为了避免在链条的松边垂度过大时产生啮合不良和链条的振动现象，同时也为了增加链条与链轮的啮合包角。当中心线和水平线的夹角大于60°时，通常设计有张紧装置。

张紧方法根据中心距是否可调分为以下两大类。

(1)当中心距可调时，通过调整中心距来控制张紧程度，调整方法同带传动。

(2)当中心距不可调时，可以采取如下方法。①安装张紧轮，如图8-19所示，张紧轮一般应压在松边外侧靠近小链轮处。张紧轮可以是链轮，也可以是无齿的辊轮，其直径应与小链轮直径接近。张紧轮有自动张紧[图8-19(a)、(b)]和定期张紧[图8-19(c)、(d)]。②中心距较大时，可以用托板张紧[图8-19(e)]。③缩短链长，在链条磨损变长后可以去掉2个链节，以恢复原有的张紧程度。

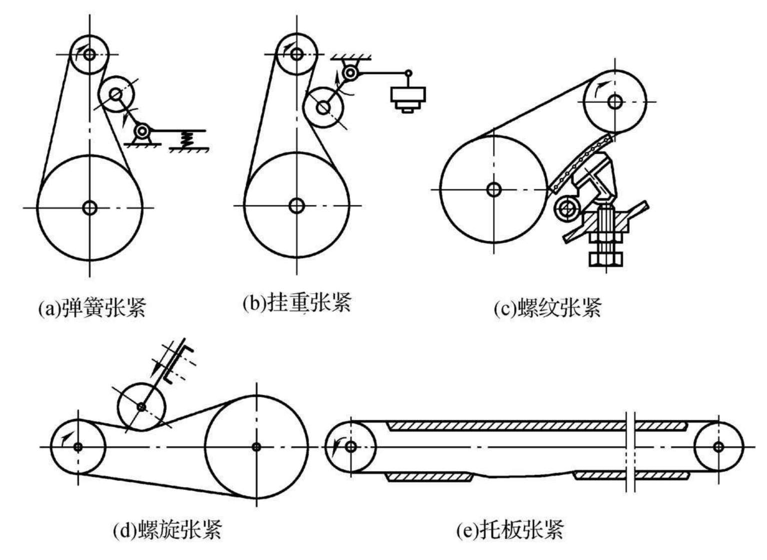


图8-19 链传动的张紧装置

8.5.3 链传动的润滑

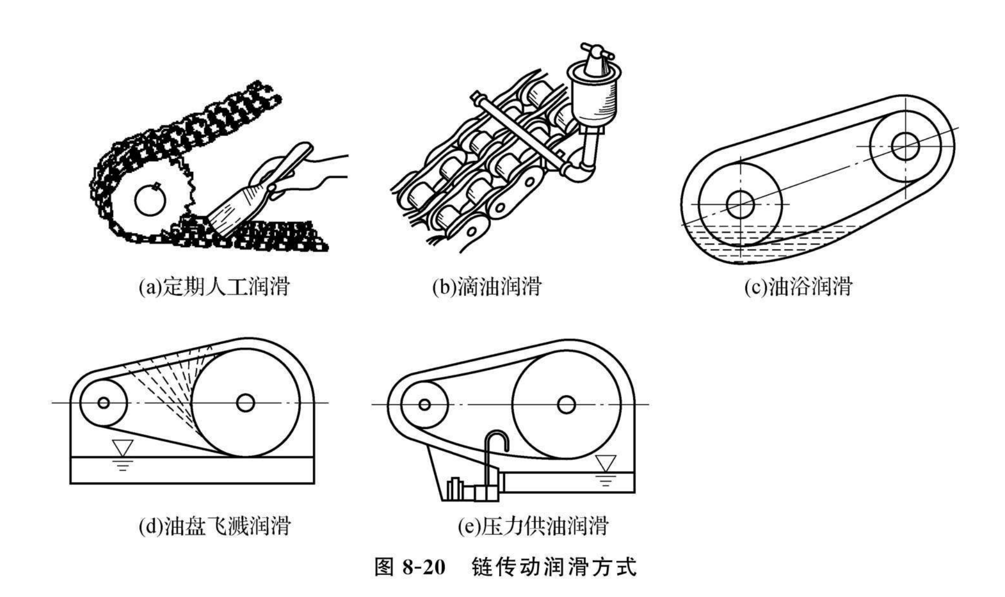
链传动的润滑十分重要，尤其对高速、重载的链传动。良好的润滑有利于减少铰链磨损，提高传动效率，缓和冲击，从而延长链条寿命。通常根据链速和链号按图8-16选择推荐的润滑方式。润滑油可采用L-AN32、L-AN46、L-AN68、L-AN100等全损耗系统用油，环境温度、速度高时宜采用黏度较高的润滑油。对于开式及低速重载传动，可在润滑油中加入MoS_2、WS_2等添加剂。对于不便使用润滑油的场合，允许使用润滑脂，但应定期清洗和更换润滑脂。表8-10为滚子链的常用润滑方法和供油量。图8-20为链传动的润滑方式。润滑时应设法将油注入链条活动关节间的缝隙中，并均匀分布于链宽上。润滑油应加在松边上，因此时链节处于松弛状态，润滑油易进入各摩擦面内。为了安全与防尘，链传动应安装防护罩。

表 8-10　滚子链的常用润滑方法和供油量

润滑方式	说明	供油量
定期人工润滑[图 8-20(a)]	用油壶或油刷定期在链条松边内、外链板间隙中注油	每班注油一次
滴油润滑[图 8-20(b)]	装有简单外壳，用油杯滴油	单排链，每分钟供油 5～20 滴，速度高时取大值
油浴润滑[图 8-20(c)]	采用不漏油的外壳，使链条从油槽中通过	一般浸油深度为 6～12 mm
油盘飞溅润滑[图 8-20(d)]	采用不漏油的外壳，在链轮侧边安装甩油盘，飞溅润滑。甩油盘圆周速度 $v>3$ m/s。当链条宽度大于 125 mm 时，链轮两侧各装一个甩油盘	甩油盘浸油深度为 12～35 mm
压力供油润滑[图 8-20(e)]	采用不漏油的外壳，油泵强制供油，带过滤器，喷油管口设在链条啮入处，循环油可起冷却作用	每个喷油口供油量可根据链节距及链速大小查阅有关手册

注：1. 开式传动和不易润滑的链传动，可定期拆下用煤油清洗，干燥后，投入 70℃～80℃ 润滑油中，待铰链间隙中充满润滑油后，再安装使用；

2. 当链传动的空间狭小，并做高速、大功率传动时，则有必要使用甩油冷却器。


(a)定期人工润滑　(b)滴油润滑　(c)油浴润滑

(d)油盘飞溅润滑　(e)压力供油润滑

图 8-20　链传动润滑方式

[例 8-1]　设计拖动某带式运输机用的链传动。已知：电动机驱动齿轮减速器，然后经链传动拖动带式运输机。链传动的额定功率 $P=3$ kW，主动链轮转速 $n_1=90$ r/min，传动比 $i=3.2$，载荷平稳，水平布置。

解：(1)选择链轮齿数 z_1、z_2

假设链速 $v=0.6$～3 m/s，由表 8-7 取小链轮齿数 $z_1=19$，大链轮的齿数 $z_2=iz_1=3.2\times19=60.8$，取 $z_2=61$。

(2)计算当量单排链的计算功率

由表 8-8 查得 $K_A=1.0$，由图 8-18 查得 $K_z=1.35$，单排链，则额定功率为

$$P_{ca}=K_AK_zP=1.0\times1.35\times3=4.05\ \text{kW}$$

(3)确定链条型号和节距

根据计算功率 $P_{ca}=4.05$ kW 和小链轮转速 $n_1=90$ r/min，由图 8-15 确定链条型号为 20A-1，然后由表 8-1 确定链条节距 $p=31.75$ mm。

(4)验算链速

$$v=\frac{z_1pn_1}{60\times1\,000}=\frac{90\times19\times31.75}{60\times1\,000}\approx0.9\ \text{m/s}$$

与假设的链速相符合。

(5)计算链节数和中心距

初选中心距 $a_0=(30\sim50)p=(30\sim50)\times31.75=952.5\sim1587.5$ mm，取 $a_0=1\,000$ mm，则相应的链节数为

$$L_{p0}=\frac{2a_0}{p}+\frac{z_1+z_2}{2}+\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2\frac{p}{a_0}=\frac{2\times1000}{31.75}+\frac{19+61}{2}+\left(\frac{61-19}{2\times3.14}\right)^2\frac{31.75}{1000}\approx104.41$$

圆整为偶数 $L_p=104$，则链传动的最大中心距为

$$\begin{aligned}a&=\frac{p}{4}\left[L_p-\frac{(z_1+z_2)}{2}+\sqrt{\left(L_p-\frac{z_1+z_2}{2}\right)^2-8\left(\frac{z_1-z_2}{2\pi}\right)^2}\right]\\&=\frac{31.75}{4}\left[104-\frac{(19+61)}{2}+\sqrt{\left(104-\frac{19+61}{2}\right)^2-8\left(\frac{19-61}{2\times3.14}\right)^2}\right]\approx993\ \text{mm}\end{aligned}$$

(6)求作用在轴上的压轴力 F_Q

有效圆周力为

$$F_e=1000\,\frac{P}{v}=1000\times\frac{3}{0.9}\approx3333\ \text{N}$$

压轴力 F_Q 可近似的取为

$$F_Q\approx(1.2\sim1.3)F_e=(1.2\sim1.3)\times3333=3999.6\sim4332.9\ \text{N}$$

(7)根据链速和链节距，按图 8-16 选择滴油润滑方式。

(8)链轮尺寸略。

【本章要点】

(1)与带传动和齿轮传动相比较，了解链传动的优缺点及适用场合。

(2)了解滚子链和链轮的结构特点及其标准化。

(3)掌握滚子链传动的运动特点。

①链传动的平均速度和平均传动比均为常数，但瞬时传动比并不等于常数。

②转速越高，齿数越少，链节距越大，链传动的运动不均匀性(又称为链传动的多边形效应)越严重，动载荷越大，运动平稳性就越差，故在机械传动中，链传动一般布置在低速级。

(4)掌握滚子链传动的失效形式、设计准则、设计步骤以及链传动主要参数的选择原则。

(5)了解链传动的布置要求、张紧目的、张紧方式和润滑方法。

课后习题

8-1　链传动有哪几种主要的失效形式?

8-2　链条节数一般取为偶数，链轮齿数一般取为奇数，其中有什么理由?

8-3　通常情况下影响滚子链传动动载荷和冲击能量的主要参数有哪些? 设计中为减小传动动载荷和冲击，这些参数分别应取大些还是小些好?

8-4　链传动为何小链轮的齿数不宜过少? 而大链轮齿数又不宜过多?

8-5　将图 8-21 所示的链传动、带传动和齿轮传动组成一个减速的传动装置，要求所有轴线在同一水平面内，并按通常情况下合理布置各传动零件的位置。

(1)以电动机为原动机画出正确的运动简图，并说明各传动顺序的理由;

(2)在图中画出电动机的合理转动方向。

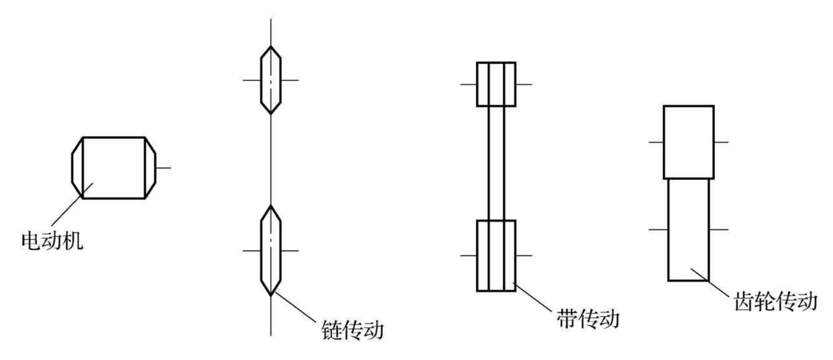


图 8-21　题 8-5 图

8-6　设计一输送装置用的滚子链传动。已知主动轮转速 $n_1=960$ r/min，传递功率 $P=16.8$ kW，传动比 $i_{12}=3.5$，原动机为电动机，工作载荷冲击较大，中心距不大于 800 mm(要求中心距可以调节)，水平布置。

第 9 章　圆柱齿轮传动

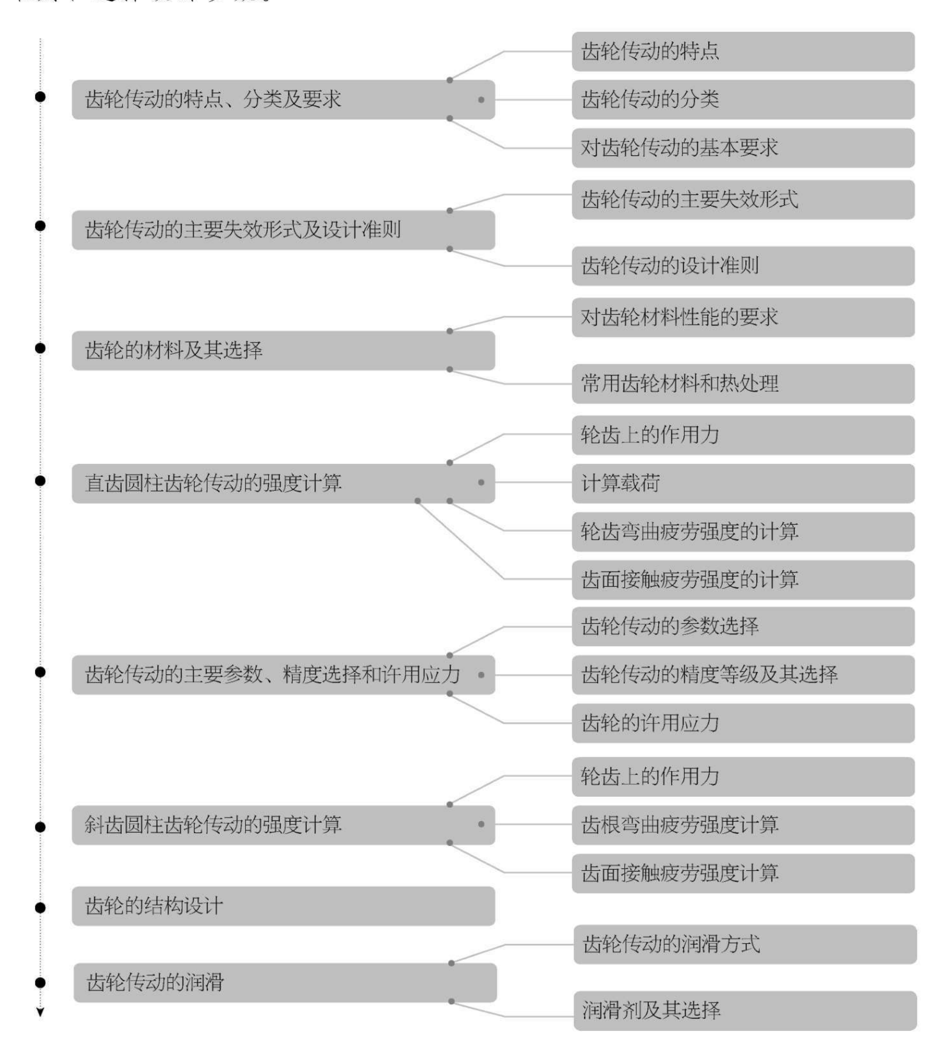
【学习重点】

熟悉渐开线圆柱齿轮传动的参数选择及结构形式；

理解渐开线齿轮传动的失效形式、设计准则。

【学习难点】

齿轮传动的受力分析、强度计算力学模型建立及强度计算方法，要能够针对不同传动条件合理地确定设计准则和选择设计参数。



【本章导入】

齿轮传动是现代机械传动中最重要的传动之一，传动形式多样，应用广泛，传递功率可以从很小至高达数万千瓦，图 9-1 为常用齿轮传动的实例。

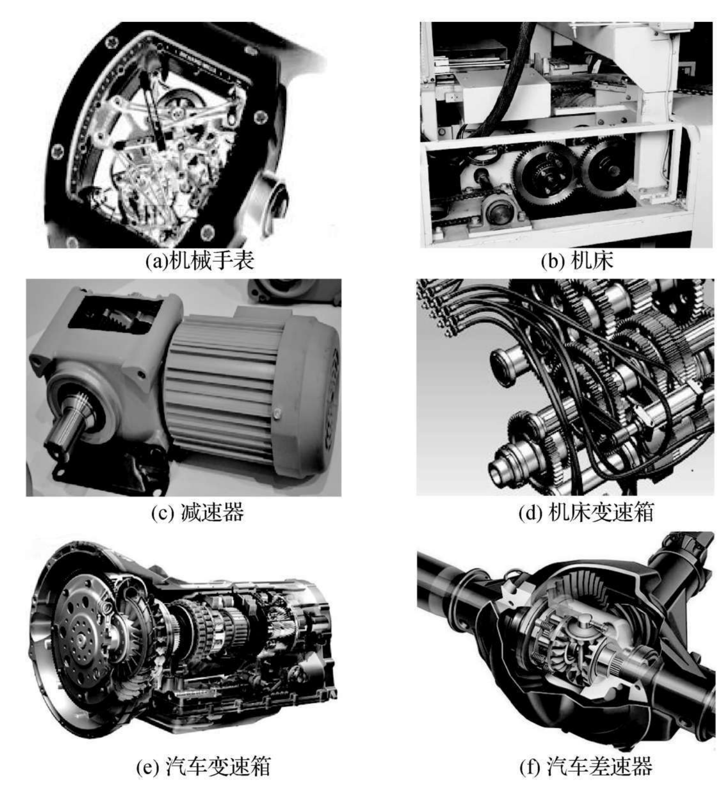


图 9-1　齿轮传动的实例

要设计一个特定用途的圆柱齿轮减速器，那么我们怎么完成所用齿轮的设计？首先要弄清圆柱齿轮的类型、特点和应用场合，确定采用哪种齿轮类型；轮传动可能的失效形式，确定相应的计算准则；其次分析传动性能和精度等级的关系，了解齿轮材料的基本要求和热处理方式，选用合适的精度等级和齿轮材料，确定设计齿轮的许用应力；然后对齿轮传动进行受力分析，依据传递的功率、原动机工作机类型、转速以及传动比大小等工作条件选取合理的参数进行齿轮传动设计计算；最后进行齿轮的结构设计，并为其选用合适的润滑方式。

9.1　齿轮传动的特点、分类及要求

9.1.1　齿轮传动的特点

齿轮机构应用广泛，主要是因为其具有如下特点：传动功率和适用的速度范围大，传动比准确，传动平稳可靠，承载能力强，传动效率高，寿命长。但制造安装精度要求较高，需专用设备，加工成本较高。

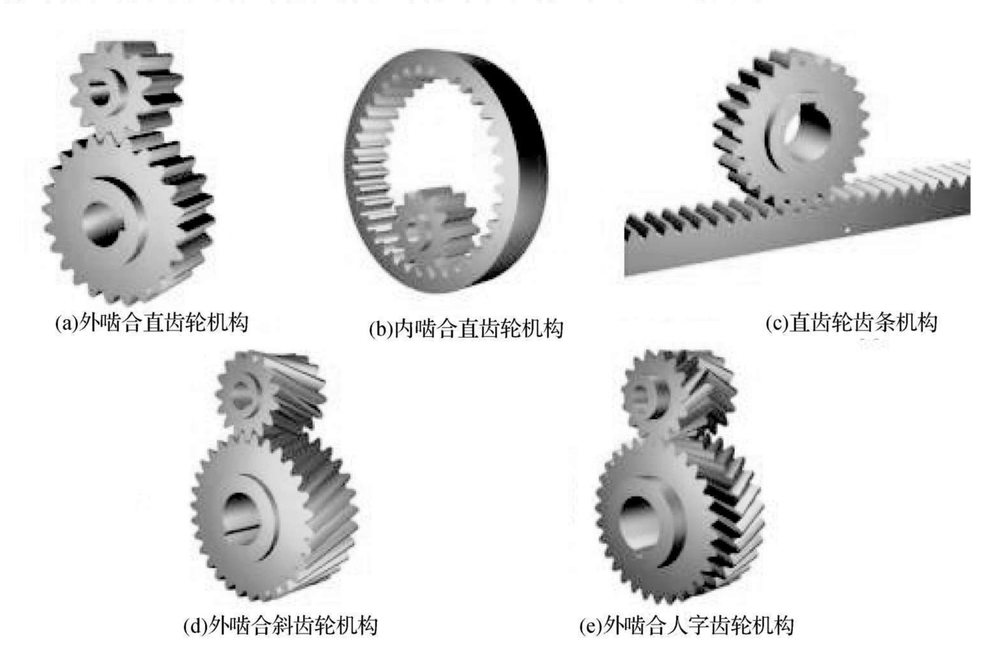
9.1.2 齿轮传动的分类

齿轮机构的类型很多，根据齿轮在啮合过程中其瞬时传动比是否恒定，将齿轮机构分为圆形齿轮机构(i_{12}=常数)和非圆形齿轮机构($i_{12}\neq$常数)。由于非圆形齿轮机构用于较为特殊的场合，所以本章主要研究圆形齿轮机构。

1. 根据齿轮两轴间相对位置分类

(1)平面齿轮机构

平面齿轮机构是指两齿轮轴线平行的齿轮机构。它的轮齿分布在圆柱面上，故称为圆柱齿轮。根据轮齿排列的方向不同，平面齿轮可分为直齿轮、斜齿轮和人字齿轮；根据啮合的形式不同，又分为外啮合齿轮机构、内啮合齿轮机构和齿轮齿条机构，如图 9-2 所示。



(a)外啮合直齿轮机构 (b)内啮合直齿轮机构 (c)直齿轮齿条机构

(d)外啮合斜齿轮机构 (e)外啮合人字齿轮机构

图 9-2 平面齿轮机构

(2)空间齿轮机构

空间齿轮机构是指两齿轮轴线不平行的齿轮机构。轴线不平行分为轴线相交和交错两种情况，用于相交轴的是圆锥齿轮机构，根据轮齿排列的方向不同，又分为直齿圆锥齿轮机构、斜齿圆锥齿轮机构和曲线齿圆锥齿轮机构，如图 9-3 所示。用于交错轴的是交错轴斜齿轮机构，蜗杆蜗轮机构和准双曲面齿轮机构，如图 9-4 所示。



(a)直齿圆锥齿轮机构



(b)斜齿圆锥齿轮机构



(c)曲线齿圆锥齿轮机构

图 9-3 圆锥齿轮机构

本章以直齿圆柱齿轮机构为重点，就其失效形式、材料选择和设计计算等进行较为详细的阐述。


(a)交错轴斜齿轮机构


(b)蜗杆蜗轮机构


(c)准双曲面齿轮机构

图 9-4　交错轴齿轮机构

2. 按工作条件分类

(1)闭式传动。齿轮封闭在箱体中，支承刚度大，可保证良好的润滑和精确啮合。例如，汽车变速箱、减速器等。

(2)开式传动。齿轮完全暴露或只有简单的防护罩，外界杂物、灰尘易进入，不能保证良好的润滑，但成本较低。用于次要、低速场合，如农业机械、建筑机械等。

(3)半开式传动，如油池、防护罩。

3. 按使用情况分类

(1)动力齿轮以传输动力为主，常为高速重载或低速重载传动，承载能力是设计的主要问题。

(2)传动齿轮以传递运动为主，一般为轻载高精度传动，精度是设计的主要问题。

4. 按齿面硬度分类

(1)软齿面齿轮齿面硬度不高于 350HBS 或不高于 38HRC。

(2)硬齿面齿轮齿面硬度大于 350HBS 或大于 38HRC。

9.1.3　对齿轮传动的基本要求

1. 传动平稳

要求瞬时传动比不变，保证传动的精度，避免过大冲击、振动和噪声等，这主要依靠渐开线齿形及加工精度来保证。

2. 承载能力强

要求在尺寸小，重量轻的前提下，齿轮的强度高、寿命长，这主要通过合理选择材料、热处理方式及齿轮的参数来保证。

9.2　齿轮传动的主要失效形式及设计准则

9.2.1　齿轮传动的主要失效形式

由于齿轮传动的失效(损伤)形式是进行设计计算的依据，因此分析各种失效形式和出现的部位

以及产生的机理就显得非常重要。据此采取措施来防止和减轻失效，确定设计准则。

齿轮传动的工作条件、装置形式、材料的性能及热处理工艺等决定其失效形式。由于前述各条件的不同，齿轮传动的失效形式是多种多样的。一般来说，齿轮传动的失效主要是轮齿的失效，而齿轮其他部分(齿圈、轮辐、轮毂等)通常是根据经验设计的，其尺寸对于强度和刚度而言均较富裕，实践中也极少失效。就轮齿的失效而言，可分为轮齿折断和齿面损伤两大类。常见的主要失效形式有以下几种。

1. 轮齿折断

轮齿折断是指受载齿轮的一个或多个轮齿的整体或局部断裂，一般发生在齿根部分。

(1)形式及原因

①疲劳折断。轮齿受载时，齿根处产生的弯曲应力最大并且循环变化，又由于齿根过渡部分的截面尺寸突变和加工刀痕等引起的应力集中，当轮齿长期重复工作受载后，齿根弯曲应力超过许用弯曲应力时，齿根处就会产生疲劳裂纹，随着变应力循环次数的增加，裂纹逐步扩展，致使轮齿疲劳断裂，如图 9-5 所示。由于轮齿材料对拉应力敏感，故疲劳裂纹往往从轮齿受拉应力的一侧开始。

②过载折断。由于短时意外过载或冲击载荷的作用，致使轮齿上作用的应力超过其极限应力时发生过载折断或剪断。一般此情况属于静强度破坏，多发生于铸铁齿轮、整体淬火齿轮。

此外，对于开式齿轮传动，轮齿经过严重磨损后，齿厚过分减小时，即使在正常载荷作用下也会发生轮齿折断。

对于直齿圆柱齿轮，齿根裂纹一般沿轮齿方向扩展，尤其是齿宽较小时，发生全齿折断，如图 9-5(a)所示；而对于斜齿圆柱齿轮，由于齿面上的接触线为一斜线，因此齿根裂纹往往沿接触斜线向齿顶方向扩展，而发生局部轮齿折断，如图 9-5(b)所示。



(a)全齿折断



(b)局部轮齿折断

图 9-5 轮齿折断

如果制造和安装不良或轴、支承刚度不足引起轴的弯曲变形过大，造成载荷集中，轮齿局部受载过大时，即使直齿圆柱齿轮也会发生局部轮齿折断，尤其是齿宽较大时。

(2)提高抗断齿能力的主要措施

①增大齿根过渡圆角半径，消除刀痕以减小应力集中。

②增大轴及支承的刚性，使轮齿受载均匀。

③在齿根处进行强化处理，如喷丸、滚压。

④选用韧性好的材料，如低碳钢或低碳合金钢。

⑤采用正变位齿轮，以增大齿根厚度。

2. 齿面疲劳点蚀(疲劳磨损)

齿面疲劳点蚀是齿面疲劳损伤的现象之一。在润滑良好的闭式软齿面齿轮传动中，齿面疲劳点蚀是最主要的失效形式。

(1)形成原因

齿面点蚀是由于轮齿受载时，齿面上的接触应力脉动循环变化，在接触应力反复作用下，当齿面最大接触应力超过接触许用应力时，齿面就会产生疲劳裂纹，有润滑油渗入裂纹。当两齿面反复碾压时使裂纹形成封闭的压力油腔，促使裂纹逐步扩展，当应力达到一定的循环次数时，扩展的裂纹导致小块金属材料剥落，即疲劳点蚀(麻点)，如果麻点逐渐扩大，甚至数点连成一片，最后会形成明显的齿面损伤，如图9-6所示。



图9-6　齿轮齿面的疲劳点蚀

(2)发生部位

点蚀首先出现在节线附近的齿根面上。其主要原因：①轮齿在啮合过程中，齿面之间的相对滑动速度起着形成润滑油膜的作用，并且相对滑动速度愈大，形成润滑油膜的能力愈强，润滑效果愈好。轮齿在节线附近啮合时，相对滑动速度小，不易形成润滑油膜，润滑不良，使摩擦力较大，裂纹易形成；②对于直齿圆柱齿轮，因重合度$\varepsilon<2$，一般在节线处只有一对轮齿啮合，其接触应力最大。因此，点蚀首先出现在节线附近的齿根面上，然后向其他部位扩展。

(3)危害

齿面出现点蚀，损伤渐开线齿面，引起振动、增大噪声，降低传动的平稳性。

此外，对于开式齿轮传动，由于齿面磨损较快，表面或次表面上产生的疲劳裂纹会被迅速磨掉，所以很少出现点蚀。

(4)提高抗点蚀能力的措施

①提高齿面硬度，降低粗糙度。

②提高润滑油黏度。因为润滑油可以减小摩擦，减缓点蚀；当齿面上出现疲劳裂纹后，润滑油黏度愈高，就愈不易渗入裂纹，所以在合理的范围内，润滑油黏度愈高，减缓点蚀的效果愈好。

③采用正传动，增大综合曲率半径，减小齿面接触应力。

3. 齿面磨损

齿面磨损是开式齿轮传动的主要失效形式。

(1)原因

齿面磨损是由于在齿轮传动过程中，两齿面间存在较大的压力及相对滑动，相互搓削引起的磨损，称为研磨磨损；落入啮合齿面间的硬质颗粒如砂粒、铁屑等，起磨料的作用，因此引起的磨损，

称为磨粒磨损。磨粒磨损常出现在开式齿轮传动中，如图 9-7 所示。

(2)危害

齿面磨损后使得渐开线齿廓失真，齿形破坏，传动比不再等于常数，运动精度降低；齿侧间隙增大，引起振动、冲击、增大噪声；轮齿变薄，易发生轮齿折断。

(3)减轻齿面磨损的措施

①改开式传动为闭式传动。

②提高齿面的硬度，降低粗糙度。

③注意润滑油的清洁，定时更换。

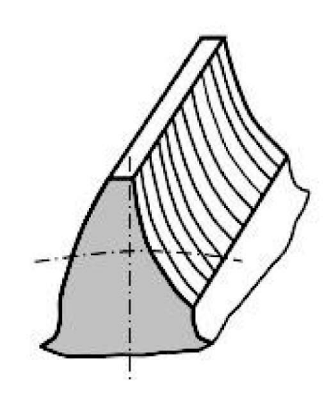




图 9-7 齿面磨损

4. 齿面胶合(黏着磨损)

(1)原因

胶合主要出现在高速重载的闭式齿轮传动。由于齿面间压力大，速度高，摩擦功耗产生高温破坏油膜，使两齿面金属直接接触而黏焊在一起。当齿面相对滑动时，黏着点被撕脱，齿面上形成沟痕，如图 9-8 所示。胶合主要发生在齿顶、齿根等滑动速度较大的部位。



图 9-8 齿面胶合

低速重载时，由于油膜不易形成，会出现“冷焊黏着”。

(2)提高抗胶合能力的措施

①提高齿面硬度，降低粗糙度。

②低速用黏度较大的润滑油，高、中速及重载低速用极压润滑油。

③采用变位齿轮，减小滑动系数。

④适当减小模数，降低齿高，减小滑动系数。

5. 塑性变形

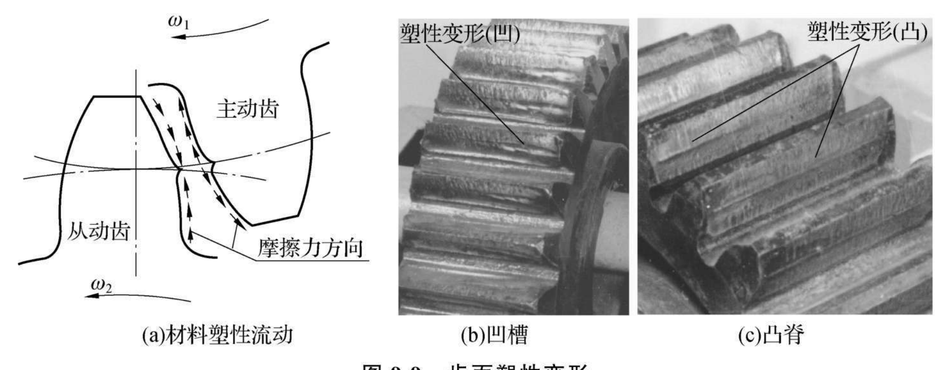
(1)原因及特点

塑性变形是在低速重载或频繁启动的齿轮传动中，齿轮的齿面由于摩擦作用，齿轮材料处于屈服状态而产生的塑性流动现象。塑性变形沿摩擦力方向进行，如图 9-9(a)所示。在主动轮上，摩擦力相背，形成凹槽，如图 9-9(b)所示；在从动轮上，摩擦力相对，形成凸脊，如图 9-9(c)所示。

(2)避免齿面塑性变形的措施

①提高齿面硬度。

②提高润滑油黏度。



(a)材料塑性流动　(b)凹槽　(c)凸脊

图 9-9　齿面塑性变形

9.2.2　齿轮传动的设计准则

为保证齿轮传动满足工作要求，针对上述各种失效形式，可以建立相应的设计准则。但对于齿面磨损和塑性变形目前尚无成熟的计算方法；而对于齿面胶合，虽然目前已制定了《圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮　胶合承载能力计算方法　第2部分：积分温度法》(GB/Z 6413．2—2003)，但应用尚不普遍，有些问题尚待研究。因此，在工程实际中通常只进行齿根弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度的计算。

对于一般工况下的齿轮传动，其设计准则是：①保证足够的齿根弯曲疲劳强度，以免发生齿根折断，计算时应使齿根弯曲应力 σ_F 小于或等于许用弯曲应力$[\sigma_F]$，即 $\sigma_F \leqslant [\sigma_F]$；②保证足够的齿面接触疲劳强度，以免发生齿面点蚀，计算时应使齿面接触应力 σ_H 小于或等于许用接触应力$[\sigma_H]$，即 $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$。

对于高速重载齿轮传动，除以上两设计准则外，还应按齿面抗胶合能力的准则进行设计。

闭式软齿面齿轮传动，由于齿面硬度较低易发生点蚀，因此应首先按照齿面接触疲劳强度进行设计，然后按照齿根弯曲疲劳强度进行校核。

闭式硬齿面齿轮传动，由于齿面硬度较高不易发生点蚀，而易发生轮齿折断，因此应首先按弯曲疲劳强度进行设计，然后按照接触强度进行校核。

开式齿轮传动，由于其主要失效形式是磨损、断齿，一般不会出现点蚀，所以只需按照齿根弯曲疲劳强度设计，然后将计算出的模数 m 加大 10％～20％以考虑磨损后轮齿减薄的影响。

9.3　齿轮的材料及其选择

9.3.1　对齿轮材料性能的要求

由于齿轮的失效主要发生在齿根和齿面，因此齿轮的齿体应具有较高的抗折断能力，而齿面应

有较强的抗点蚀、抗磨损和抗胶合能力等，即要求齿面硬齿芯韧。此外，还应考虑机械加工和热处理的工艺性以及经济性的要求。

9.3.2 常用齿轮材料和热处理

制造齿轮最常用的材料是钢，其次是铸铁，还有非金属材料。

1. 钢

钢材的强度高、韧性好、耐冲击。许多钢材经适当的热处理或表面处理后，其性能提高，可以成为常用的齿轮材料，所以是应用最广泛的齿轮材料。钢材分为锻钢(轧制钢材)和铸钢两大类。

(1)锻钢

锻钢的力学性能比铸钢好，因此是首选的齿轮材料。

①软齿面齿轮(齿面硬度不高于350HBS)

软齿面齿轮通常用于对结构尺寸、强度、速度、精度要求不高的齿轮传动。常用的材料主要有中碳钢或中碳合金钢，如45、50、40Cr、40MnB、42SiMn、38SiMnMo等。热处理方法一般是调质或正火(常化)处理。在热处理后进行切齿，加工比较容易，生产率较高，易于跑合，不需磨齿等设备，齿轮精度一般为8级，精密切齿可达7级。但承载能力较低，齿轮传动尺寸较大。

一对齿轮啮合时，小齿轮的啮合次数多于大齿轮，所以小齿轮容易失效，为了使大小两齿轮寿命接近相等，应使小齿轮的硬度高于大齿轮的硬度30～50HBS。

②硬齿面齿轮(齿面硬度大于350HBS)

硬齿面齿轮用于高速、重载、要求结构尺寸紧凑的齿轮传动。齿面硬度一般在40～62HRC，强度和精度较高。加工方法是齿轮毛坯经过正火或调质热处理后切齿，再经齿面硬化，之后一般要经过磨齿等精加工，齿轮精度可达到5级或4级。常用的齿面硬化处理方法有整体淬火、表面淬火、渗碳淬火、渗氮(氮化)、碳氮共渗(氰化)等。

(2)铸钢

铸钢的力学性能较好，但应进行退火和正火处理，必要时可进行调质。铸钢多用于结构尺寸较大的齿轮($d \geqslant 400 \sim 500$ mm)，如ZG310—570、ZG340—640等材料。

2. 铸铁

灰铸铁较脆，其抗弯、抗拉强度较低，抗冲击性和耐磨性都较差，但抗胶合性及抗点蚀能力较强，易于加工。灰铸铁中的石墨起自润滑作用。因此对于开式传动、低速、轻载且平稳等次要场合，常采用HT300、HT350、QT500、QT600等材料。

球墨铸铁的抗冲击等力学性能比灰铸铁高得多，在齿轮传动中得到日益广泛的应用。

另外，有色金属如铜合金、铝合金在特殊要求情况下也做齿轮材料。

3. 非金属材料

对于高速、轻载、要求精度不高的齿轮传动，为了降低噪声常用非金属材料如夹布胶木、尼龙等制作小齿轮，由于非金属材料的耐热性和导热性较差，所以大齿轮仍用钢或铸铁制作，以利于散热。同时为了使大齿轮具有足够的抗磨损和抗点蚀能力，齿面硬度应有250～350HBS。

常用的齿轮材料及其力学性能列于表9-1。

表 9-1　常用的齿轮材料及其力学性能

材料牌号	热处理方法	力学性能		硬度	
		强度极限 σ_B/MPa	屈服极限 σ_S/MPa	齿芯部 HBS	齿面淬火 HRC(渗氮 HV)
调质钢					
45	正火	569	284	162～217	40～50
	调质	628	343	217～255	
35SiMn		735	441	217～269	45～55
40MnB			490	241～286	
38SiMnMo		686	539	217～269	
40Cr			490	241～286	48～55
渗碳钢、氮化钢					
20Cr	渗碳、淬火、低温回火	≥637	≥392	≥178	渗碳 56～62
20CrMnTi		883	686	240～300	
38CrM$_O$AIA	调质、氮化	980	834	229	渗氮>850
40Cr	碳—氮共渗、回火	≥1373	≥1177		43～53
铸钢					
ZG340-640	正火	640	340	179～207	
	调质	700	380	241～269	
ZG42SiMn	正火、回火	588	373	163～217	45～53
	调质	637	441	197～248	
铸铁					
HT300		290		182～273	
QT600-3		600	370	190～270	
QT700-2		700	420	225～305	

9.4　直齿圆柱齿轮传动的强度计算

在一般闭式齿轮传动中，轮齿的主要失效形式是齿根弯曲疲劳折断和齿面接触疲劳点蚀。国家标准中已制定了渐开线圆柱齿轮和圆锥齿轮的强度计算方法，但是这些方法过于复杂，本章的计算方法是在国家标准规定的计算方法基础上适当简化得到的。

为了计算齿轮的强度，设计轴和轴承，需要分析确定轮齿上作用力的大小、方向和性质。齿轮传动时，传递的转矩为

$$T=10^6\ \frac{P}{\omega}=9.55\times10^6\ \frac{P}{n} \tag{9-1}$$

式中，P——齿轮传递的名义功率，单位为 kW；

T——齿轮传递的名义转矩，单位为 Nmm；

ω——齿轮的角速度，单位为 rad/s；

n——齿轮的速度，单位为 r/min。

9.4.1 轮齿上的作用力

如图 9-10 所示为标准直齿圆柱齿轮的受力分析。如果忽略齿面间的摩擦力，则作用于轮齿间的总压力为法向力 F_n，其方向沿啮合线垂直于齿面。

为了计算方便，将法向力 F_n 分解为相互垂直的两个分力：圆周力 $F_t(N)$ 和径向力 $F_r(N)$。各力的大小分别为

$$\left.\begin{aligned}F_t&=\frac{2T_1}{d_1}\\F_r&=F_t\tan\alpha\\F_n&=\frac{F_t}{\cos\alpha}\end{aligned}\right\} \tag{9-2}$$

式中，T_1——小齿轮传递的名义转矩，单位为 Nmm；

d_1——小齿轮的分度圆直径(非标准齿轮或非标准安装时为节圆直径)，单位为 mm；

α——分度圆压力角(非标准齿安装时为啮合角)。

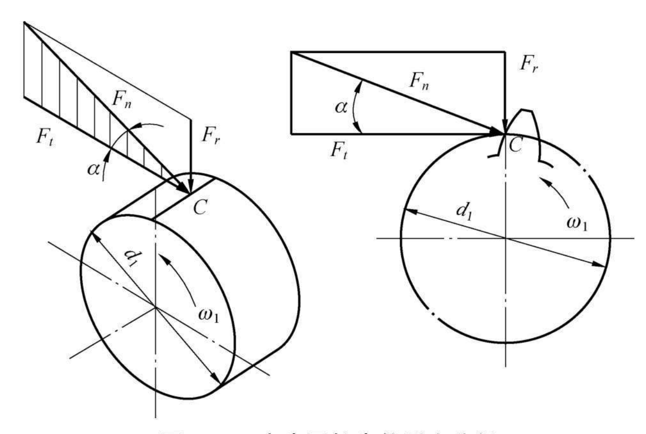


图 9-10 直齿圆柱齿轮受力分析

以上分析的是主动轮齿上的作用力。作用在从动轮齿上的各分力与主动轮齿上大小相等，方向相反。各分力的方向判定如下：

(1)圆周力 F_t 在主动轮齿上是工作阻力，其方向与力作用点的速度方向相反，阻止它转动；在从动轮齿上是驱动力，其方向与力作用点的速度方向相同，驱使它转动。

(2)径向力 F_r 由啮合点沿半径分别指向各自的轮心。

9.4.2　计算载荷

齿轮在实际传动时，由于原动机和工作机的性能，轮齿啮合过程中产生的动载荷；齿轮的制造、安装误差和受载后轮齿、系统产生的弹性变形，载荷沿齿面接触线分布不均及载荷在同时啮合的各齿对间分配不均等因素的影响，轮齿上的局部受力大于名义载荷沿齿宽的均布力。为此，引入载荷系数 K，将名义载荷 F(N)进行修正得到计算载荷 F_{ca}(N)。

$$F_{ca}=KF \tag{9-3}$$

$$K=K_A K_v K_\alpha K_\beta \tag{9-4}$$

式中，K_A——使用系数，是考虑齿轮外部工作条件引起的附件动载荷的影响系数，所以 K_A 也称为外部动载荷系数。它与原动机、工作机的运转特性和联轴器的缓冲性能及运行状态等因素有关；

K_v——动载系数，是考虑齿轮副自身的啮合误差引起的附加动载荷的影响系数；

K_α——齿间载荷分配系数，是考虑同时啮合的各对轮齿之间载荷分配不均的影响系数；

K_β——齿向载荷分布系数，是考虑载荷沿齿宽方向分布不均匀的影响系数。由于齿轮的制造和安装误差，轴、轴承以及支座的变形，导致载荷沿齿宽方向分布不均匀。如图 9-11(a)所示，当轴承相对于齿轮非对称布置时，轴的弯曲变形引起轴上齿轮的轴向偏斜，载荷沿齿宽接触线方向分布不均匀，称之为偏载，如图 9-11(b)所示。同理，轴传递转矩而产生的扭转变形，引起轴上齿轮的周向偏斜，也会使载荷沿齿宽接触线方向分布不均匀，如图 9-11(c)所示，距离转矩输入端近的一侧，轮齿上作用的载荷大。因此，综合考虑弯曲、扭转两种变形对载荷分布的影响，应将齿轮布置在距离转矩输入较远的一端。

为改善载荷沿齿宽方向分布不均匀的程度，可以提高齿轮的制造和安装精度，增大轴、轴承及支座的刚度，减小轴的变形对齿轮的影响，如两轴承相对齿轮对称布置、适当限制轮齿的宽度、尽量避免齿轮悬臂布置。除此之外，还可以将其中一个齿轮的轮齿修形，如图 9-12 所示，把轮齿沿齿宽方向做成腰鼓形，可以减小齿向载荷分布的不均匀性。

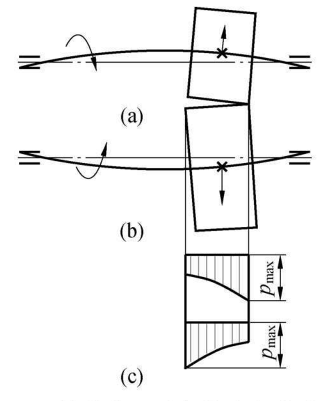


图 9-11　轴的变形引起的齿向载荷分布

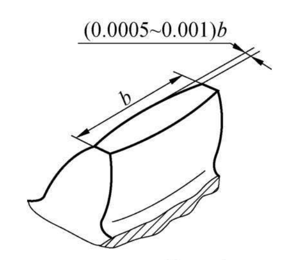


图 9-12　鼓形齿

K_A、K_v、K_α、K_β 的取值与工作情况、齿轮精度、圆周速度、齿轮在轴上的布置方式及支承

刚度等有关，可参看机械设计手册。在一般的设计中，也可近似地按表 9-2 取 K 值。

表 9-2　载荷系数 K

工作机械的载荷特性	原动机		
	电动机	多缸内燃机	单缸内燃机
均匀	1～12	1.2～1.6	1.6～1.8
中等冲击	1.2～1.6	1.6～1.8	1.8～2.0
严重冲击	1.6～1.8	1.9～2.1	2.2～2.4

9.4.3　轮齿弯曲疲劳强度的计算

如 9.2 所述，为防止轮齿发生弯曲疲劳折断，应使齿根弯曲应力 $\sigma_F \leqslant [\sigma_F]$。计算 σ_F 需要确定危险截面的位置和齿根产生最大弯矩时载荷的作用点。

1. **危险截面的位置**

由于齿轮的轮体刚度较大，可将轮齿近似地简化为悬臂梁，并用 30°切线法确定危险截面的位置。如图 9-13 所示，作与轮齿对称中线成 30°夹角的两条直线，并与齿根圆角过渡曲线相切，过两切点与齿轮轴线平行的截面即为齿根的弯曲危险截面。

2. **力的作用点**

对于直齿圆柱齿轮传动，重合度 $1 < \varepsilon_\alpha < 2$，一般情况下轮齿为单对齿啮合和双对齿啮合交替进行。在单对齿啮合区，载荷全部作用在一对轮齿上，而在双对齿啮合区，载荷则由两对轮齿分担，如图 9-14 所示。所以当齿顶受载时，虽然弯矩的力臂最大，但因处于双对齿啮合区，作用力并不是最大，所以齿根的弯曲应力不一定是最大值。同理，在单对齿啮合的开始点 D 虽然作用力较大，但力臂不是最大，齿根的弯曲应力也并不一定最大。

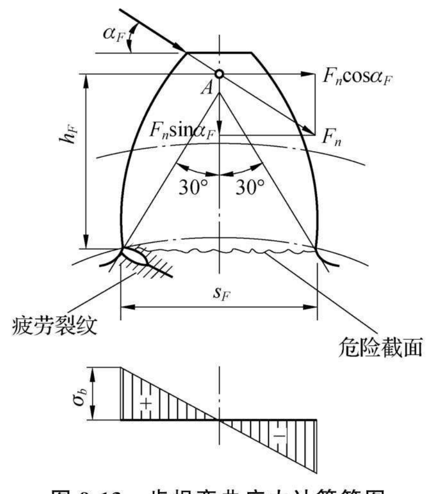


图 9-13　齿根弯曲应力计算简图

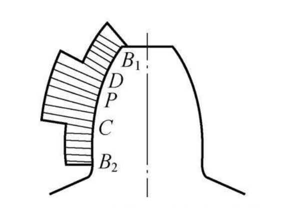


图 9-14　啮合区轮齿受载图

因此，对于一般精度的齿轮传动，考虑到齿轮制造误差的影响和计算的方便及安全性，在进行轮齿弯曲疲劳强度计算时，近似地认为全部载荷作用在一个轮齿的齿顶，如图 9-13 所示。

3. 强度计算

如图 9-13 所示，将作用于齿顶的总作用力 F_n 移至轮齿的对称中线，并分解为与危险截面平行和垂直的两个分力 $F_n\cos\alpha_F$ 和 $F_n\sin\alpha_F$。在危险截面上，分力 $F_n\cos\alpha_F$ 产生弯曲应力 σ_b 和切应力 τ，分力 $F_n\sin\alpha_F$ 产生压应力 σ_c。其中切应力和压应力的作用较小，并且疲劳裂纹往往从齿根受拉侧开始发生。通常为简化计算，只考虑弯曲拉应力，则齿根弯曲应力 σ_F（MPa）的计算式为

$$\sigma_F=\frac{M}{W}=\frac{F_n\cos\alpha_F h_F}{bs_F^2/6} \tag{9-5}$$

将上式的分子、分母分别除以模数 m，并将 $F_n=\dfrac{F_t}{\cos\alpha}$ 代入，整理后得

$$\sigma_F=\frac{M}{W}=\frac{F_t}{bm}\cdot\frac{6(h_F/m)\cos\alpha_F}{(s_F/m)^2\cos\alpha}$$

令

$$Y_{Fa}=\frac{6(h_F/m)\cos\alpha_F}{(s_F/m)^2\cos\alpha}$$

于是

$$\sigma_F=\frac{M}{W}=\frac{F_t}{bm}Y_{Fa} \tag{9-6}$$

式中，M——齿根危险截面的弯矩，单位为 Nmm；

W——齿根危险截面的抗弯截面系数，单位为 mm^3；

b——轮齿的宽度，单位为 mm；

h_F——载荷作用于齿顶时的弯曲力臂，单位为 mm；

s_F——齿根危险截面的厚度，单位为 mm；

α_F——齿顶法向载荷的作用角。

Y_{Fa}——载荷作用于齿顶时的齿形系数，简称齿形系数，其值可由图 9-15 查取。

式(9-6)计算所得的 σ_F 仅为齿根危险截面的理论弯曲应力，实际中还应考虑齿根过渡圆角所引起的应力集中以及剪应力和压应力的影响，为此引入应力修正系数 Y_{Sa}，其值可由图 9-16 查取；再计入载荷系数 K，则可得齿根危险截面的弯曲疲劳强度校核计算公式

$$\sigma_F=\frac{KF_t}{bm}Y_{Fa}Y_{Sa}\leqslant[\sigma_F] \tag{9-7}$$

将 $F_t=2T_1/d_1$ 和 $d_1=mz_1$ 代入上式，则

$$\sigma_F=\frac{2KT_1}{bmd_1}Y_{Fa}Y_{Sa}=\frac{2KT_1}{bm^2z_1}Y_{Fa}Y_{Sa}\leqslant[\sigma_F] \tag{9-7$'$}$$

令 $\varphi_d=b/d_1$，称为齿宽系数，其值参看表 9-4，以 $b=\varphi_d d_1$ 代入上式，于是得设计计算公式

$$m\geqslant\sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d z_1^2}\cdot\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \tag{9-8}$$

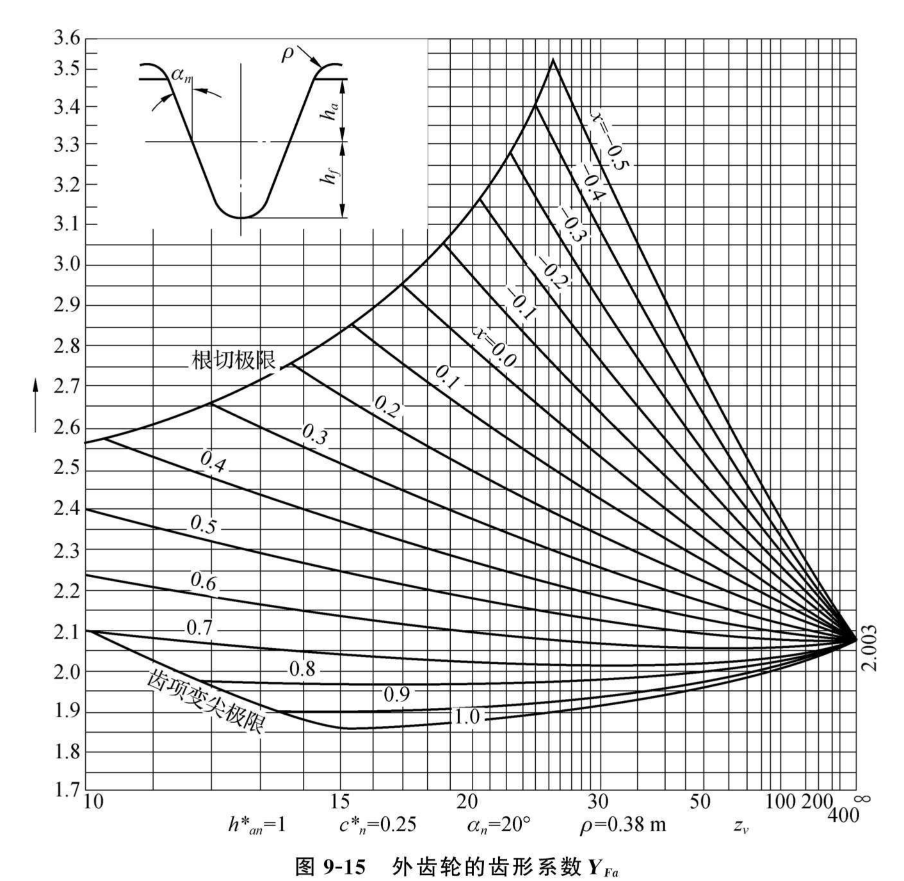


图 9-15　外齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

4. 注意事项

(1)齿形系数 Y_{Fa}、应力修正系数 Y_{Sa} 是无量纲量。齿形系数 Y_{Fa} 反映轮齿形状对齿根弯曲应力的影响，只与轮齿的齿廓形状(齿数 z 和变位系数 x)有关，而与轮齿的大小(模数 m)无关。随着齿数 z 的增多，Y_{Fa} 减小，而 Y_{Sa} 增大，但两者的乘积减小，即其他条件相同时，齿数多的齿轮齿根弯曲应力小，强度高。

(2)通常一对传动齿轮的齿数 $z_1 \neq z_2$，$Y_{Fa1}Y_{Sa1} \neq Y_{Fa2}Y_{Sa2}$，所以 $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$，又两齿轮的齿面硬度、应力循环次数各不相同，$[\sigma_{F1}] \neq [\sigma_{F2}]$，因此应分别计算校核两齿轮的弯曲疲劳强度。

(3)校核计算式(9-7′)是用小齿轮的 T_1 和 d_1(或 z_1)代替 F_t 代入式(9-7)而得到的，因此，不论计算 σ_{F1} 还是 σ_{F2}，由于 $F_{t1}=F_{t2}$，只是 $Y_{Fa1}Y_{Sa1}$、$Y_{Fa2}Y_{Sa2}$ 的值不同。所以 σ_{F1}、σ_{F2} 的关系为

$$\sigma_{F2}=\sigma_{F1}\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}$$

计算出 σ_{F1}，可由上式方便地求得 σ_{F2}。

(4)齿根的弯曲强度可用 $[\sigma_F]/\sigma_F$ 来衡量。由上述分析可知，σ_{F1}、σ_{F2} 中只有 $Y_{Fa}Y_{Sa}$ 值不同，所以 $Y_{Fa1}Y_{Sa1}/[\sigma_{F1}]$、$Y_{Fa2}Y_{Sa2}/[\sigma_{F2}]$ 中，比值较大者的齿根弯曲强度较低，应用式(9-8)设计计算时，为满足弯曲强度较低的那个齿轮的要求，应代入比值较大者计算模数 m，并按表 9-1 选取标准值。对于传递动力的齿轮，为防止轮齿太小而引起意外折断，一般模数 $m \geqslant 1.5 \sim 2$ mm。

(5)模数 m 反映轮齿大小对齿根弯曲应力的影响。在齿宽系数、材料及齿数已定的情况下，m 是决定齿轮弯曲疲劳强度的主要因素。

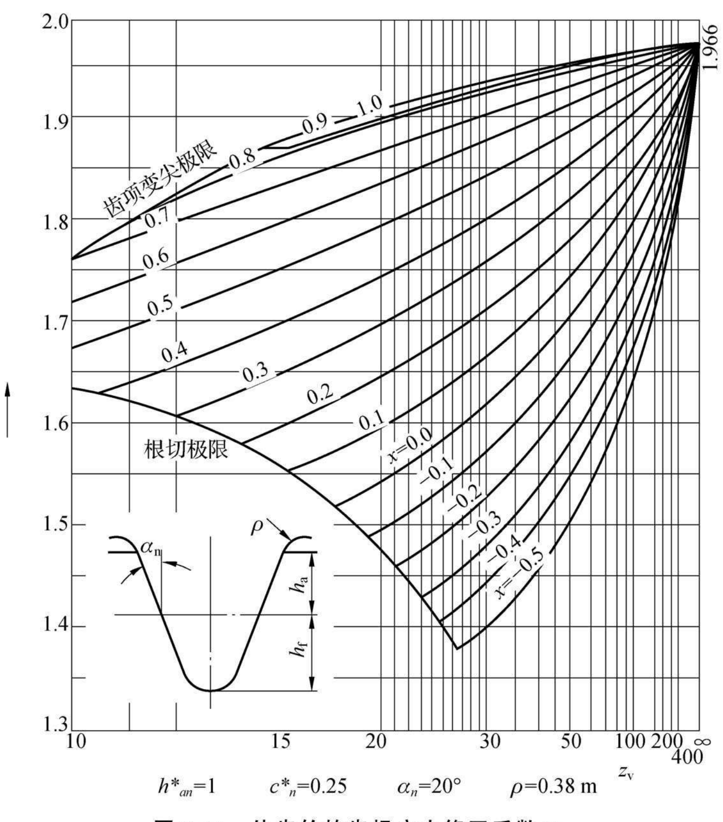


图 9-16 外齿轮的齿根应力修正系数 Y_{Sa}

9.4.4 齿面接触疲劳强度的计算

如 9.2 所述，为防止齿面发生疲劳点蚀，应使齿面接触应力 $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$。

1. 计算公式

齿面间接触应力 σ_H 计算的基本公式是赫兹公式

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi L} \cdot \frac{\dfrac{1}{\rho_1} \pm \dfrac{1}{\rho_2}}{\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\mu^2}{E_2}}}$$

令

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\mu^2}{E_2}\right)}}$$

则上式简写为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L\rho_{\sum}}} \cdot Z_E \tag{9-9}$$

式中，$\rho_{\sum}$ ——啮合点的综合曲率半径，单位为 mm；

Z_E——弹性影响系数，单位为 $\mathrm{MPa}^{\frac{1}{2}}$，其值与两轮配对的材料有关，可由表 9-3 查取。

表 9-3 弹性影响系数 Z_E(单位：$\mathrm{MPa}^{\frac{1}{2}}$)

齿轮材料	弹性模量 E/MPa	配对齿轮材料			
		锻钢	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁
灰铸铁	20.6×10^4	162.0	161.4	156.6	143.7
球墨铸铁	20.2×10^4	181.4	180.5	173.9	
铸钢	17.3×10^4	188.9	188.0		
锻钢	11.8×10^4	189.8			
夹布胶木	0.785×10^4	56.4			

2. 计算假设

赫兹公式(9-9)计算的是两圆柱体的接触应力，而一对轮齿啮合是渐开曲面接触，因此，假设两轮齿啮合为在接触点(啮合点)处以渐开线的曲率半径 ρ_1、ρ_2 为半径的两圆柱体接触。

3. 计算位置的确定

由渐开线的性质，渐开线齿廓上各点的曲率半径 ρ 不相同，工作齿廓各点所受的载荷也不相同。因此按式(9-9)计算 σ_H 时，应同时考虑啮合点的综合曲率半径 $\rho_{\sum}$ 和所受载荷的大小。对于重合度 $\varepsilon_\alpha<2$ 的直齿轮传动，如图 9-17 所示，小齿轮单对齿啮合的最低点 C 产生的接触应力最大。但由于在节点 P 处啮合时的接触应力与 C 点相差很小，当 $z_1\geqslant20$ 时，σ_{HP} 与 σ_{HC} 非常接近。同时点蚀也往往出现在节线附近。因此，为了计算方便，通常以节点 P 处啮合的接触应力作为疲劳强度计算的依据。

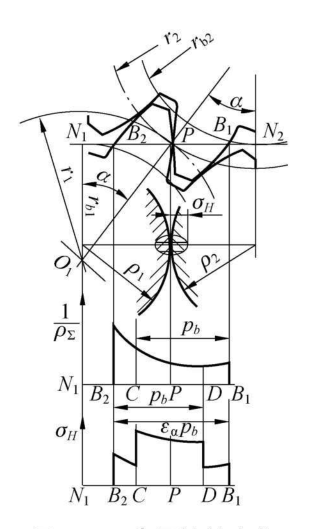


图 9-17 齿面接触应力

4. 强度计算

式(9-9)中，以节点处两轮的曲率半径代替圆柱体的曲率半径，对于标准齿轮传动，由图 9-17 可知，节点处轮齿的曲率半径为

$$\rho=\overline{PN}=\frac{d}{2}\sin\alpha$$

令 $u=d_2/d_1=z_2/z_1\geqslant1$，为大齿轮与小齿轮的齿数比，称齿数比。传动比 i 为主动齿轮与从动齿轮的角(转)速比或从动齿轮与主动齿轮的齿数比，对于减速传动 $u=i$，对于增速传动 $u=1/i$。节点处综合曲率为

$$\frac{1}{\rho_{\sum}}=\frac{1}{\rho_1}\pm\frac{1}{\rho_2}=\frac{\rho_2\pm\rho_1}{\rho_1\rho_2}=\frac{2(d_2\pm d_1)}{d_1 d_2\sin\alpha}=\frac{2(\frac{d_2}{d_1}\pm1)}{d_1\frac{d_2}{d_1}\sin\alpha}=\frac{2}{d_1\sin\alpha}\;\frac{u\pm1}{u}$$

以接触齿宽(实际啮合齿宽)b 代替两圆柱体的接触宽度 L，再将 $F_n=F_t/\cos\alpha$ 和 $1/\rho_{\sum}$ 代入式(9-9)中，则节点处齿面理论接触应力 σ_H 为

$$\sigma_H=\sqrt{\frac{F_t}{bd_1}\cdot\frac{u\pm1}{u}\cdot\frac{2}{\sin\alpha\cdot\cos\alpha}}Z_E$$

令 $Z_H=\sqrt{\frac{2}{\sin\alpha\cdot\cos\alpha}}$，$Z_H$ 称为节点区域系数，标准直齿轮压力角 $\alpha=20°$时，$Z_H\approx2.5$，则上式可写为

$$\sigma_H=\sqrt{\frac{F_t}{bd_1}\cdot\frac{u\pm1}{u}}Z_EZ_H \tag{9-10}$$

再计入载荷系数 K，并将 $F_t=\frac{2T_1}{d_1}$代入上式，则可得节点处齿面接触疲劳强度的校核计算公式

$$\sigma_H=\sqrt{\frac{KF_t}{bd_1}\cdot\frac{u\pm1}{u}}Z_EZ_H\leqslant[\sigma_H]$$

或

$$\sigma_H=\sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2}\cdot\frac{u\pm1}{u}}Z_EZ_H\leqslant[\sigma_H] \tag{9-11}$$

引入齿宽系数 $\varphi_d=\frac{b}{d_1}$，以 $b=\varphi_d d_1$ 代入上式，于是得设计计算公式

$$d_1\geqslant\sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d}\cdot\frac{u\pm1}{u}\left(\frac{Z_EZ_H}{[\sigma_H]}\right)^2} \tag{9-12}$$

【小提示】

在推导的强度计算公式中，法向载荷都是用小轮参数表示的，所以计算大小轮的应力都应该代入小轮参数，不同之处在于计算弯曲疲劳强度时，大小轮的复合齿形系数不同。

5. 注意事项

(1)一对啮合齿轮，两齿轮的齿面接触应力 $\sigma_{H1}=\sigma_{H2}=\sigma_H$，但一般两齿轮的齿面硬度、应力循环次数不同，所以许用应力$[\sigma_{H1}]\neq[\sigma_{H1}]$。其中许用应力$[\sigma_H]$较小的齿轮，其齿面接触疲劳强度较低。因此，在应用校核式(9-11)和设计式(9-12)计算时，只须按许用应力$[\sigma_{H1}]$和$[\sigma_{H2}]$中的较小值进行校核或计算即可。

(2)小齿轮分度圆直径 d_1或中心距 a(齿数比 u 一定)反映齿轮传动尺寸对齿面接触应力的影响。在齿宽系数、材料及齿数比已定的情况下，d_1或 a 是决定齿面接触疲劳强度的主要因素。当 d_1($=mz_1$)或 $a=[mz_1(1+u)/2]$值确定后，不论齿数和模数如何选择组合，接触强度不变。

6. 强度计算说明

(1)当配对两齿轮的齿面均为硬齿面时，则可取相同的材料、热处理方法及硬度；当配对两齿轮的齿面均为软齿面时，小齿轮的材料应较大齿轮好些。

(2)设计时，根据设计准则按齿根弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度中的其中之一进行设计计算，然后再按另一强度进行校核计算；也可以分别按齿根弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度的设计公式进行设计计算模数 m 和小齿轮分度圆直径 d_1，然后根据 m、d_1确定其他参数和传动尺寸，使得设计更合理。

9.5 齿轮传动的主要参数、精度选择和许用应力

9.5.1 齿轮传动的参数选择

1. 齿数比 u

一对齿轮的齿数比不宜取得过大，否则大小两轮的尺寸相差悬殊，增大传动装置的结构尺寸。一般直齿圆柱齿轮 $u \leqslant 5$；斜齿圆柱齿轮 u 可适当大些。若传动比大时，可采用两级或多级齿轮传动。

2. 齿数 z

(1)为避免轮齿根切，对于标准直齿圆柱齿轮，应取齿数 $z \geqslant z_{min}$。

(2)对于闭式软齿面齿轮传动，按齿面接触强度确定小齿轮分度圆直径 d_1后，可选取较多齿数(模数相应减小)，不仅能够增大重合度提高传动平稳性，而且还可降低齿高，减小滑动系数，对于高速传动齿轮可以减小齿面磨损和胶合的危险。另外还可以减轻齿轮的重量，减少金属切削量(模数小则齿槽小)，延长刀具使用寿命，减少加工工时等。但是模数减小会使齿厚随之变薄，降低齿根的弯曲强度。因此，在满足弯曲强度的条件下，齿数宜取多一些。一般取小齿轮的齿数 $z_1 = 20 \sim 40$。

(3)对于闭式硬齿面齿轮传动，齿根弯曲疲劳强度相对较弱，所以模数不宜过小，齿数可适当少一些。一般取小齿轮的齿数 $z_1 = 17 \sim 25$(或 30)。

(4)对于开式或半开式齿轮传动，由于轮齿的主要失效形式为磨损，为使磨损后的轮齿不至于过小，要求有较大的模数，所以齿数不宜取得过多。一般取小齿轮的齿数 $z_1 = 17 \sim 20$。

(5)当小齿轮的齿数 z_1选定后，按齿数比 u 确定大齿轮的齿数 $z_2 = uz_1$(圆整)，为使各个相啮合的齿对磨损均匀，传动平稳，应使两齿数 z_1、z_2互为质数。

3. 齿宽系数 ϕ_d及齿宽 b

根据强度计算公式可知，齿宽系数 ϕ_d愈大，齿轮的径向尺寸愈小，传动装置结构愈紧凑，承载能力愈高，所以齿宽系数 ϕ_d不能过小；但齿宽系数大，齿轮的轴向尺寸(齿宽)大，沿齿宽载荷分布不均匀性增大，故齿宽系数也不宜过大。其值可参照表 9-4 选取。

齿宽按 $b = \phi_d d_1$计算，然后做适当圆整作为大齿轮的齿宽 b_2，而小齿轮的齿宽 $b_1 = b_2 + (5 \sim 10)$mm，以防止因装配误差使大小齿轮产生轴向错位时导致实际接触(啮合)齿宽的减小，如图 9-18 所示。

表 9-4 圆柱齿轮的齿宽系数 ϕ_d

齿轮相对于轴承的位置	齿面硬度	
	软齿面(≤350HBS)	硬齿面(>350HBS)
对称布置	0.8～1.4	0.4～0.9
非对称布置	0.6～1.2	0.3～0.6
悬臂布置	0.3～0.4	0.2～0.3

注：轴及支座刚度大时取大值，反之取小值。

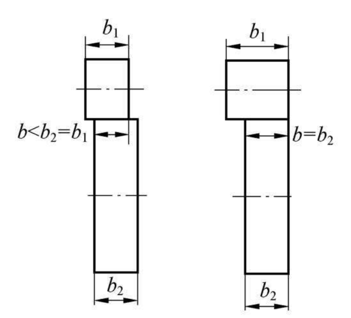


图 9-18　有装配误差时的实际接触(啮合)

【小提示】

选择把小轮加宽主要是因为可以节省材料，从而减轻整个齿轮对的重量。

9.5.2　齿轮传动的精度等级及其选择

渐开线圆柱齿轮精度标准(GB/T 10095.1—2008、GB/T 10095.2—2008)中，圆柱齿轮规定了 13 个精度等级，按精度高低依次为 0，1～12；常用的是 6，7，8，9 级精度。

一般动力传动的精度等级，应根据传动用途及条件、传递功率和圆周速度等确定。按圆周速度和用途确定精度等级时，参见表 9-5。

表 9-5　渐开线齿轮传动精度等级的最大圆周速度

精度等级	圆柱齿轮传动(圆锥齿轮传动平均节圆直径)圆周速度(m/s)			应用举例
	直齿圆柱	斜齿圆柱	直齿圆锥	
6 级	≤15	≤30	≤12	高速重载齿轮，如飞机、机床、汽车中的重要齿轮，分度机构、高速减速器的齿轮
7 级	≤10	≤15	≤8	高速中载或中速重载齿轮，如机床、汽车变速箱齿轮，标准系列减速器的齿轮
8 级	≤6	≤10	≤4	一般机械中的齿轮，如机床、汽车、拖拉机中的一般齿轮，农机齿轮，起重机中的齿轮
9 级	≤2	≤4	≤1.5	要求较低的工作机械中的齿轮

9.5.3　齿轮的许用应力

国家标准规定齿轮的许用应力是根据试验齿轮的弯曲疲劳极限和接触疲劳极限确定的。试验齿轮为精度等级 4～6 的直齿圆柱齿轮，其模数 $m=3\sim5$ mm，压力角 $\alpha=20°$，齿宽 $b=10\sim50$ mm，圆周速度 $v=10$ m/s，中心距 $a=100$ mm，齿面接触疲劳试验时，齿面粗糙度 $Rz=3$ μm，齿根弯曲疲劳试验时，齿根圆角粗糙度 $Rz=10$ μm，并且轮齿单向受载，按失效概率 1%，经持久疲劳试验。当设计齿轮的工作条件与此不同时，应加以修正。一般的齿轮传动只考虑应力循环次数对疲劳极限的影响。

应力循环次数 N 的计算：

$$N=60nJL_h \tag{9-13}$$

式中，n——齿轮转速，单位为 r/min；

J——齿轮转每一周，同侧齿面啮合的次数；

L_h——齿轮的工作寿命，单位为小时(h)。

如果轮齿双向受载时，按啮合次数较多的一侧计算。

1. 弯曲疲劳许用应力$[\sigma_F]$

$$[\sigma_F]=\frac{K_{FN}\sigma_{FE}}{S_F} \tag{9-14}$$

式中，σ_{FE}——齿轮材料(无缺口试件)的弯曲疲劳极限值，单位为 MPa，由图 9-19 查取，其值为试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{\lim}$乘以应力校正系数 Y_{ST}，即 $\sigma_{FE}=\sigma_{\lim}Y_{ST}$，$Y_{ST}=2.0$；

K_{FN}——寿命系数，考虑应力循环次数对疲劳极限的影响，由图 9-20 查取；

S_F——弯曲疲劳强度安全系数，一般取 1.25～1.5。

2. 接触疲劳许用应力$[\sigma_H]$

$$[\sigma_H]=\frac{K_{HN}\sigma_{H\lim}}{S_H} \tag{9-15}$$

式中，$\sigma_{H\lim}$——齿轮材料的接触疲劳极限，单位为 MPa，由图 9-21 查取；

K_{HN}——寿命系数，考虑应力循环次数对疲劳极限的影响，由图 9-22 查取；

S_H——接触疲劳强度安全系数，由于点蚀发生后仅加剧振动、噪声，并不会导致齿轮立即停止工作，故可取为 1。

3. 疲劳极限图使用说明

疲劳极限根据齿轮材料的品质不同在一定范围内变化。图 9-19、图 9-21 给出了代表材料品质的三个等级 ME、MQ 和 ML，其中 ME 是齿轮材料品质和热处理质量达到很高要求时的疲劳极限取值线，MQ 是齿轮材料品质和热处理质量达到中等要求时的疲劳极限取值线，ML 是齿轮材料品质和热处理质量达到最低要求时的疲劳极限取值线。另外，图中的 MX 则是齿轮材料对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的疲劳极限取值线。

图 9-19、图 9-21 中的疲劳极限值，一般在 MQ 和 ML 中间选取，即选取中间偏下值。如果齿面硬度超过图中推荐用范围，可近似按外插法获得相应的疲劳极限应力值。

如图 9-21 所示为轮齿单向受载，齿根弯曲应力为脉动循环变应力时的疲劳极限应力值，若轮齿双向受载，齿根弯曲应力为对称循环变应力时，其疲劳极限应力值仅为图中值的 70%。

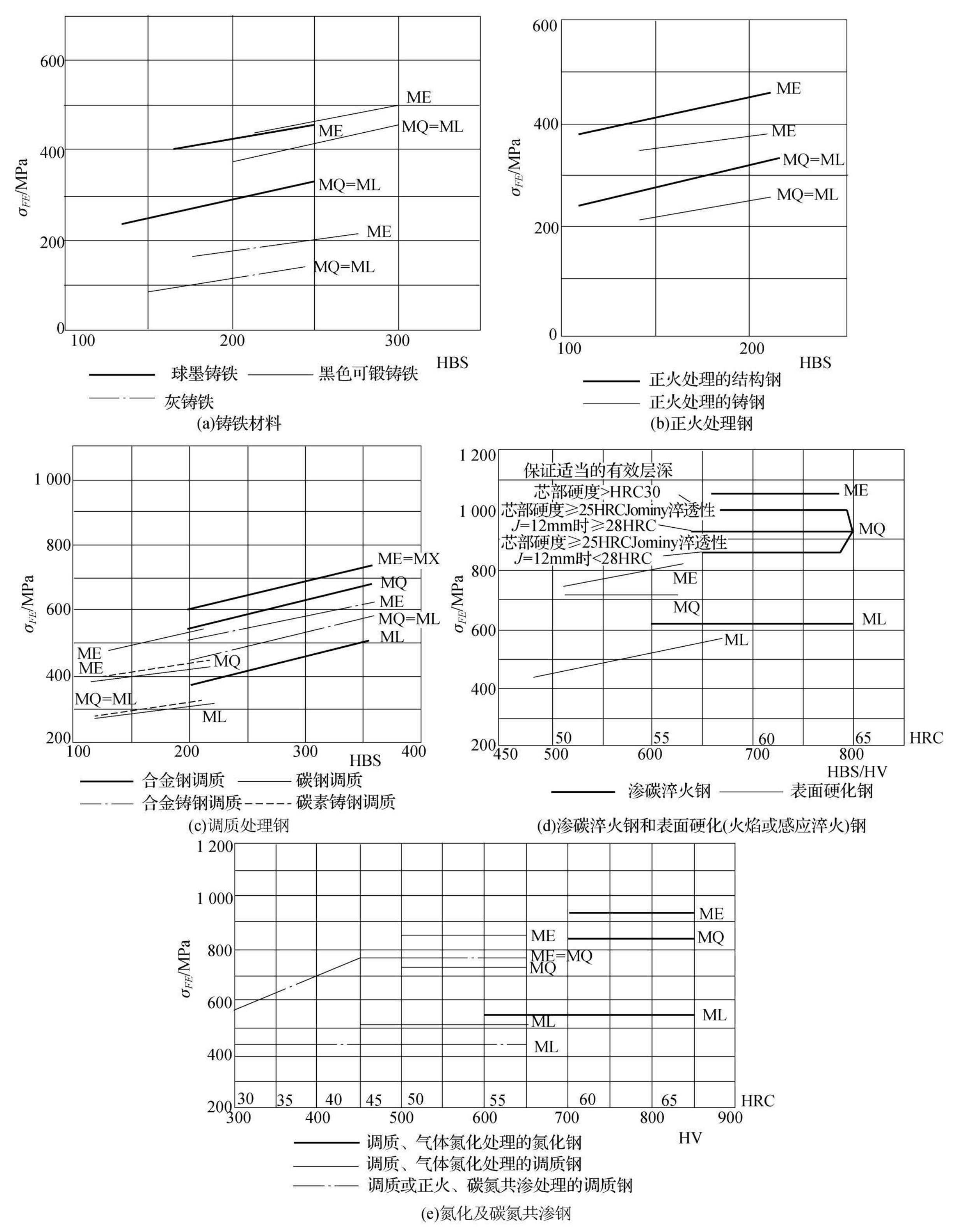


图 9-19　齿材料的弯曲疲劳极限值 σ_{FE}

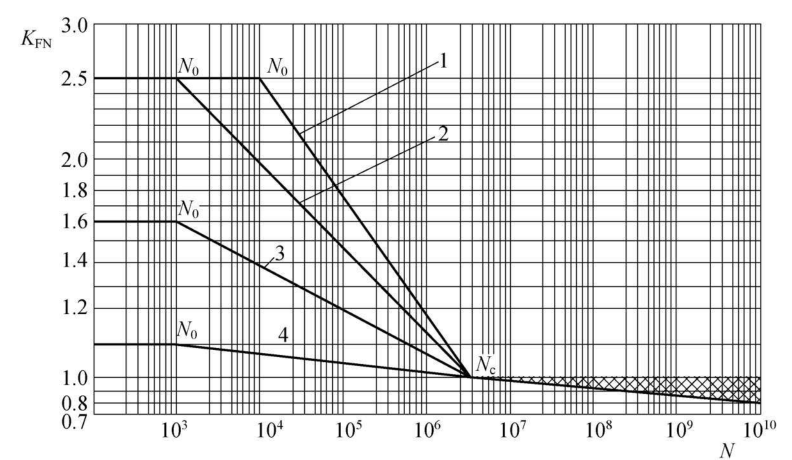


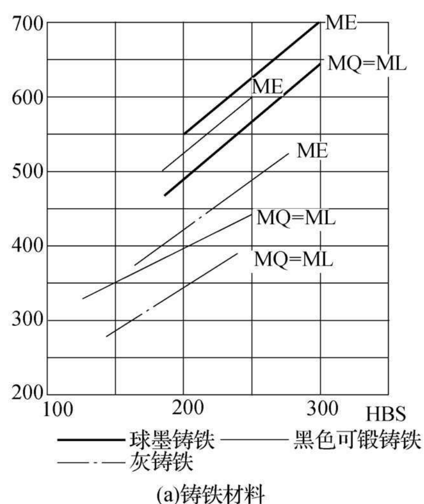
图 9-20 弯曲强度寿命系数 K_{FN}（当 $N>N_0$ 时，可根据经验在网纹区域内取值）

1—调质钢、球墨铸铁（珠光体、贝氏体）、珠光体可锻铸铁；

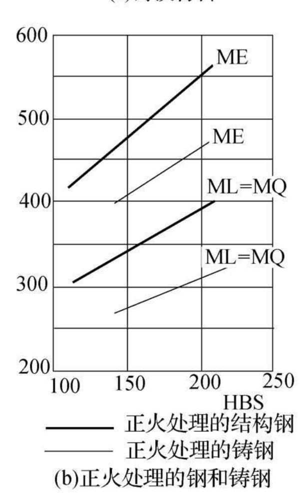
2—渗碳淬火的渗碳钢、全齿廓火焰或感应淬火的钢；球墨铸铁；

3—渗氮的渗氮钢、球墨铸铁（铁素体）、灰铸铁、结构钢；

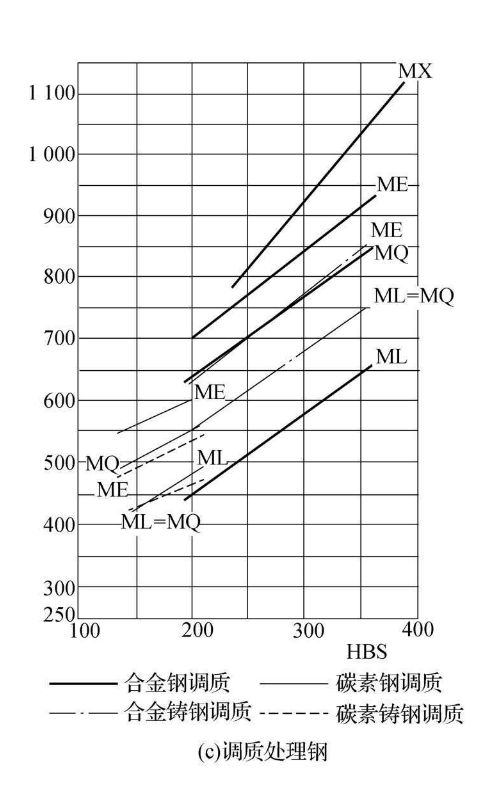
4—碳氮共渗的调质钢、渗碳钢



(a)铸铁材料



(b)正火处理的钢和铸钢



(c)调质处理钢

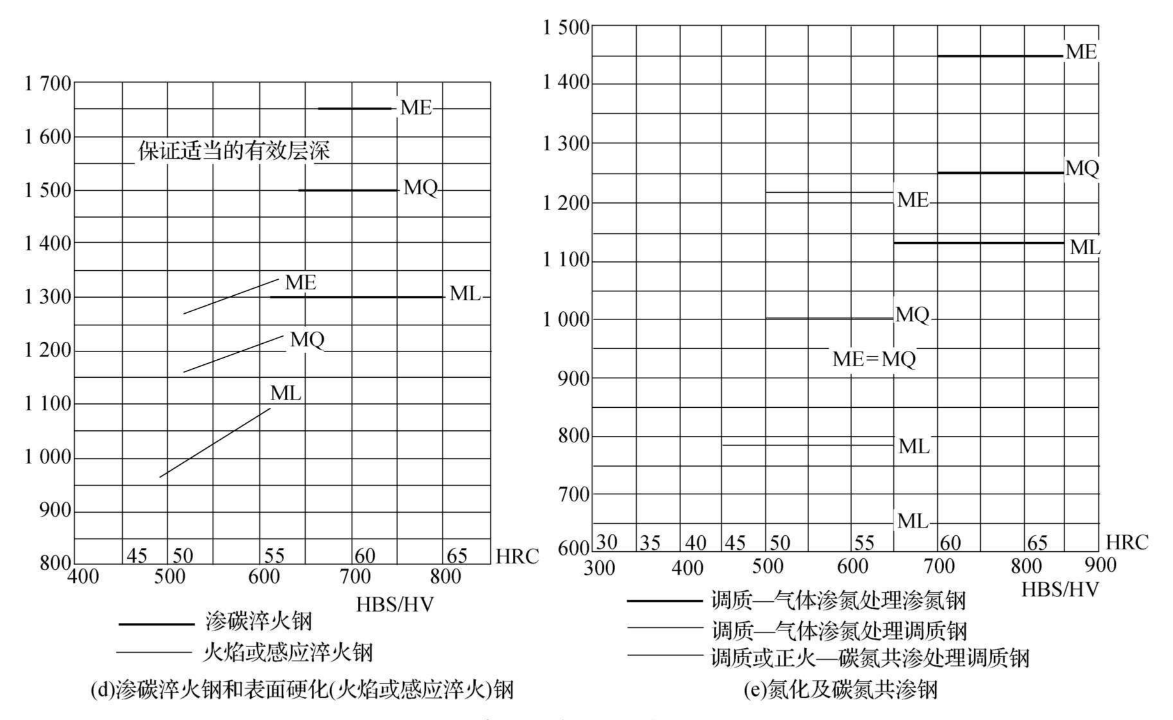


图 9-21　齿材料的接触疲劳极限值 $\sigma_{H\lim}$

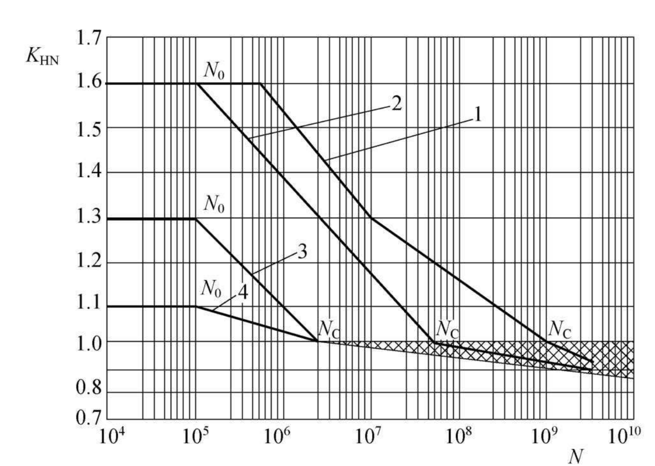


图 9-22　接触强度寿命系数 K_{HN}（当 $N>N_0$ 时，可根据经验在网纹区域内取值）

1—允许一定点蚀时的结构钢、调质钢、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸铁、渗碳淬火钢；

2—结构钢；调质钢；渗碳淬火钢、火焰或感应淬火钢、球墨铸铁、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸；

3—灰铸铁；球墨铸铁(铁素体)、渗氮钢、调质钢、渗碳钢；

4—碳氮共渗的调质钢、渗碳钢

［**例 9-1**］　如图 9-23 所示，带式输送机传动装置。试设计减速器的高速级直齿圆柱齿轮传动。已知输入功率 $P_1=15$ kW，小齿轮转速 $n_1=960$ r/min，齿数比 $u=3.2$，电动机驱动，预期工作寿命 10 年，每年工作 300 天，两班制工作，带式输送机传动平稳，单向转动，要求结构尺寸紧凑。

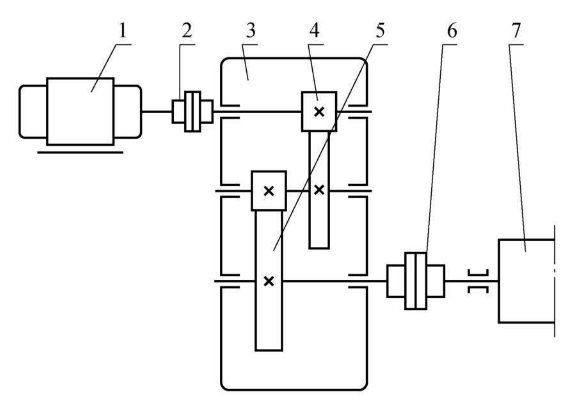


图 9-23 带式输送机传动简图

1—电动机；2，6—联轴器；3—减速器；4—高速级齿轮传动；5—低速级齿轮传动；7—输送机滚筒

解： 根据题意，该对齿轮采用硬齿面。

(1)选择齿轮精度等级、齿数和材料并确定许用应力

①选择精度等级。输送机为一般工作机器，速度不高，故初选 8 级精度。

②选择齿数。初选小轮齿数 $z_1=19$，则大轮齿数 $z_2=z_1u=19\times3.2=60.8$，取 $z_2=61$，则实际齿数比

$$u=\frac{z_2}{z_1}=\frac{61}{19}=3.21$$

③选择材料。由表 9-1 选择大、小齿轮均用 20CrMnTi 渗碳淬火调质，硬度为 56～62HRC。

④确定许用应力

a. 由图 9-19(d)按齿面硬度查取齿轮弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE}=860$ MPa；由图 9-20(d)按齿面硬度查取齿轮接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}=1500$ MPa。

b. 由式(9-13)计算应力循环次数

$$N_1=60n_1JL_h=60\times960\times1\times(2\times8\times300\times10)=2.7648\times10^9$$

$$N_2=\frac{z_1}{z_2}N_1=\frac{19}{61}\times2.7648\times10^9=0.8612\times10^9$$

c. 由图 9-22 查取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1}=0.91$，$K_{FN2}=0.93$；由图 9-23 查取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1}=0.94$，$K_{HN2}=0.95$。

d. 取弯曲疲劳强度安全系数 $S_F=1.3$，接触疲劳强度安全系数 $S_H=1$。

e. 由式(9-14)和式(9-15)计算许用应力

$$[\sigma_{F1}]=\frac{K_{FN1}\sigma_{FE}}{S_F}=\frac{0.91\times860}{1.3}=602\ \text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}]=\frac{K_{FN2}\sigma_{FE}}{S_F}=\frac{0.93\times860}{1.3}=615.23\ \text{MPa}$$

$$[\sigma_{H1}]=\frac{K_{HN1}\sigma_{H\lim}}{S_H}=\frac{0.94\times1500}{1}=1410\ \text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}]=\frac{K_{HN2}\sigma_{H\lim}}{S_H}=\frac{0.95\times1500}{1}=1425\ \text{MPa}$$

(2)按齿根弯曲疲劳强度计算

设计计算式(9-8)

$$m \geqslant \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

①由表 9-2 选取载荷系数 $K=1.2$。

②计算小齿轮传递的转矩

$$T_1=9.55\times10^6\frac{P_1}{n_1}=9.55\times10^6\times\frac{15}{960}=14.922\times10^4\ \text{Nmm}$$

③由表 9-4 选取齿宽系数 $\phi_d=0.5$。

④由图 9-15 查取齿形系数 $Y_{Fa1}=2.85$，$Y_{Fa2}=2.28$；由图 9-16 查取应力修正系数 $Y_{Sa1}=1.54$，$Y_{Sa2}=1.73$。

计算并比较两齿轮的$\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$值。

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]}=\frac{2.85\times1.54}{602}=0.0072907$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]}=\frac{2.28\times1.73}{615.23}=0.0064113$$

小齿轮 1 的值较大，弯曲疲劳强度较低，将其代入计算式。

⑤计算模数

$$m_t \geqslant \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]}}=\sqrt[3]{\frac{2\times1.2\times14.922\times10^4}{0.5\times19^2}\times0.0072907}=2.44\ \text{mm}$$

取标准模数 $m=2.5$ mm。

(3)按齿面接触疲劳强度计算

设计计算式(9-12)

$$d_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u\pm1}{u}\left(\frac{Z_E Z_H}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

①由表 9-3 查取材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8\ \text{MPa}^{\frac{1}{2}}$。

②节点区域系数 $Z_H=2.5$。

③齿面接触疲劳许用应力$[\sigma_H]=\min\{[\sigma_{H1}],[\sigma_{H2}]\}=1410$ MPa。

④计算小齿轮分度圆直径。

$$d_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u\pm1}{u}\left(\frac{Z_E Z_H}{[\sigma_H]}\right)^2}=\sqrt[3]{\frac{2\times1.2\times14.922\times10^4}{0.5} \cdot \frac{3.21+1}{3.21}\left(\frac{189.8\times2.5}{1\ 410}\right)^2}=47.38\ \text{mm}$$

⑤确定齿数。

按既满足弯曲强度的模数 $m=2.5$ mm，同时又满足接触强度的小齿轮分度圆直径 $d_1=47.38$ mm，确定所需要的齿数

$$z_1=\frac{d_1}{m}=\frac{47.38}{2.5}=18.95$$

取 $z_1=19$，$z_2=uz_1=60.8$，取 $z_2=61$，与初选值相同，不必返回修正计算。

(4)计算几何尺寸

①计算分度圆直径 $d_1=mz_1=2.5\times19=47.5$ mm(注：基本参数 m、z 确定后，计算出的此 d_1 值应不小于由接触强度计算出的 $d_1=47.38$ mm，否则，不满足接触强度)。

$$d_2=mz_2=2.5\times61=152.5\ \text{mm}$$

②计算齿宽 $b=\phi_d d_1=0.5\times47.5=23.5$ mm。

圆整取 $b_2=25$ mm，$b_1=b_2+(5\sim10)=30\sim35$ mm(注：圆整的目的是便于加工检测)。

【小提示】

在齿轮设计计算时，要先弄清楚齿轮的种类，进而确定设计计算准则，然后才能进行相应的设计计算。

③计算中心距

$$a=\frac{m}{2}(z_1+z_2)=\frac{2.5}{2}(19+61)=100\ \text{mm}$$

(5)计算圆周速度

$$v=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times1000}=\frac{\pi\times47.5\times960}{60\times1000}=2.39\ \text{m/s}$$

对照表 9-5，选用 8 级精度是合适的。

(6)结构设计及绘制齿轮零件图(略)。

9.6 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

9.6.1 轮齿上的作用力

如图 9-24 所示，标准斜齿圆柱齿轮传动主动轮的受力分析。如果忽略齿面间的摩擦力，则轮齿间的法向力 F_n 作用在垂直于齿面的法面内，F_n 可分解为相互垂直的三个分力：圆周力 F_t(N)、径向力 F_r(N)和轴向力 F_a(N)。各力的大小分别为

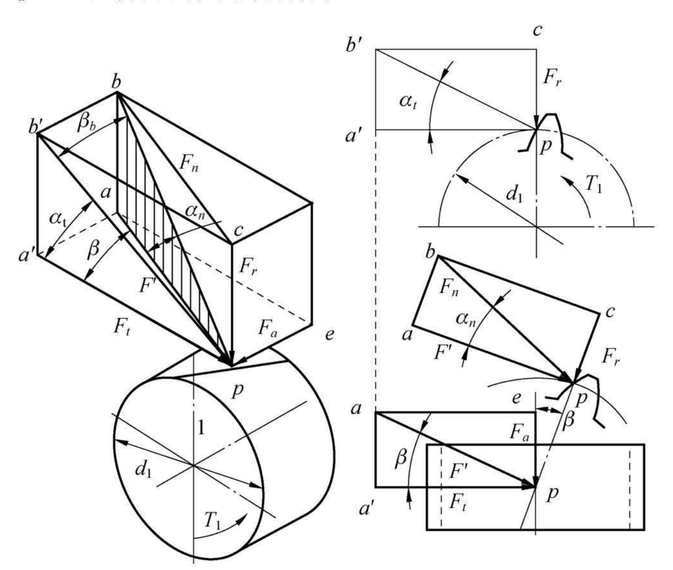


图 9-24 斜齿圆柱齿轮轮齿的受力分析

$$\left.\begin{aligned} &F_t=\frac{2T_1}{d_1}\\ &F_r=F_t\tan\alpha_t=\frac{F_t\tan\alpha_n}{\cos\beta}\\ &F_a=F_t\tan\beta\\ &F_n=\frac{F_t}{\cos\alpha_n\cos\beta}=\frac{F_t}{\cos\alpha_t\cos\beta_b}\end{aligned}\right\}\tag{9-16}$$

作用在从动轮与主动轮上的各分力大小相等，方向相反。圆周力和径向力方向的判定与直齿轮相同；轴向力的方向可用“左右手法则”确定，即在主动轮齿上，左旋齿轮用左手，右旋齿轮用右手，四指按齿轮转动方向弯曲，则拇指的指向即轴向力的方向，如图 9-24 所示，主动齿轮 1 为右旋，用右手判定；从动轮齿上与主动轮齿上力的方向相反。

在判定轴向力的方向时，应首先确定传动中主动轮的转动方向(简称转向)和轮齿的螺旋方向(简称旋向)，当其中之一的方向发生变化时，F_a 的方向将改变。

9.6.2　齿根弯曲疲劳强度计算

斜齿圆柱齿轮齿面上的接触线为斜线，受载轮齿的失效形式多为局部折断。力的作用位置和危险截面的位置、形状均与直齿轮不同，精确计算弯曲应力较为困难。因此对比直齿圆柱齿轮传动齿根弯曲疲劳强度计算式(9-7)、式(9-7′)、式(9-8)，考虑斜齿轮传动的特点，将相应的几何参数代入，整理可得到斜齿圆柱齿轮齿根弯曲疲劳强度的校核计算公式及设计计算公式

$$\sigma_F=\frac{2KT_1}{bm_nd_1\varepsilon_\alpha}Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\beta\leqslant[\sigma_F]\tag{9-17}$$

$$m_n\geqslant\sqrt[3]{\frac{2KT_1Y_\beta\cos^2\beta}{\varphi_dz_1^2\varepsilon_\alpha}\cdot\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}\tag{9-18}$$

式中，Y_{Fa}——斜齿轮的齿形系数，按当量齿数 $z_v=\dfrac{z}{\cos^3\beta}$ 由图 9-15 查取；

Y_{Sa}——斜齿轮的应力校正系数，按当量齿数 z_v 由图 9-16 查取；

Y_β——螺旋角影响系数，反映螺旋角 β 对轮齿弯曲强度影响，其值由图9-25根据轴面重合度 $\varepsilon_\beta=\dfrac{b\sin\beta}{\pi m_n}$ 查取。

ε_α——端面重合度，是考虑实际接触线长度而引入的参数。ε_α 值可按第 5 章计算，也可由图 9-26 查取。

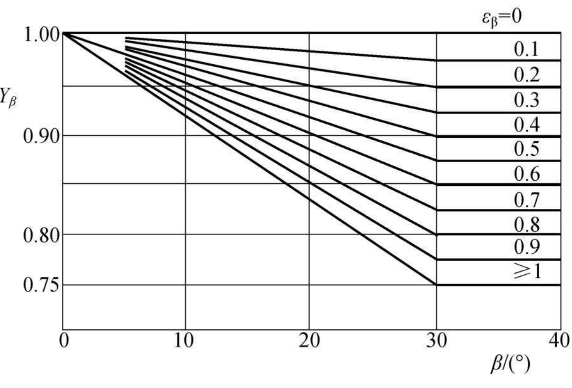


图 9-25　螺旋角影响系数 Y_β

其余各符号的意义和单位及取值等均与直齿轮相同。

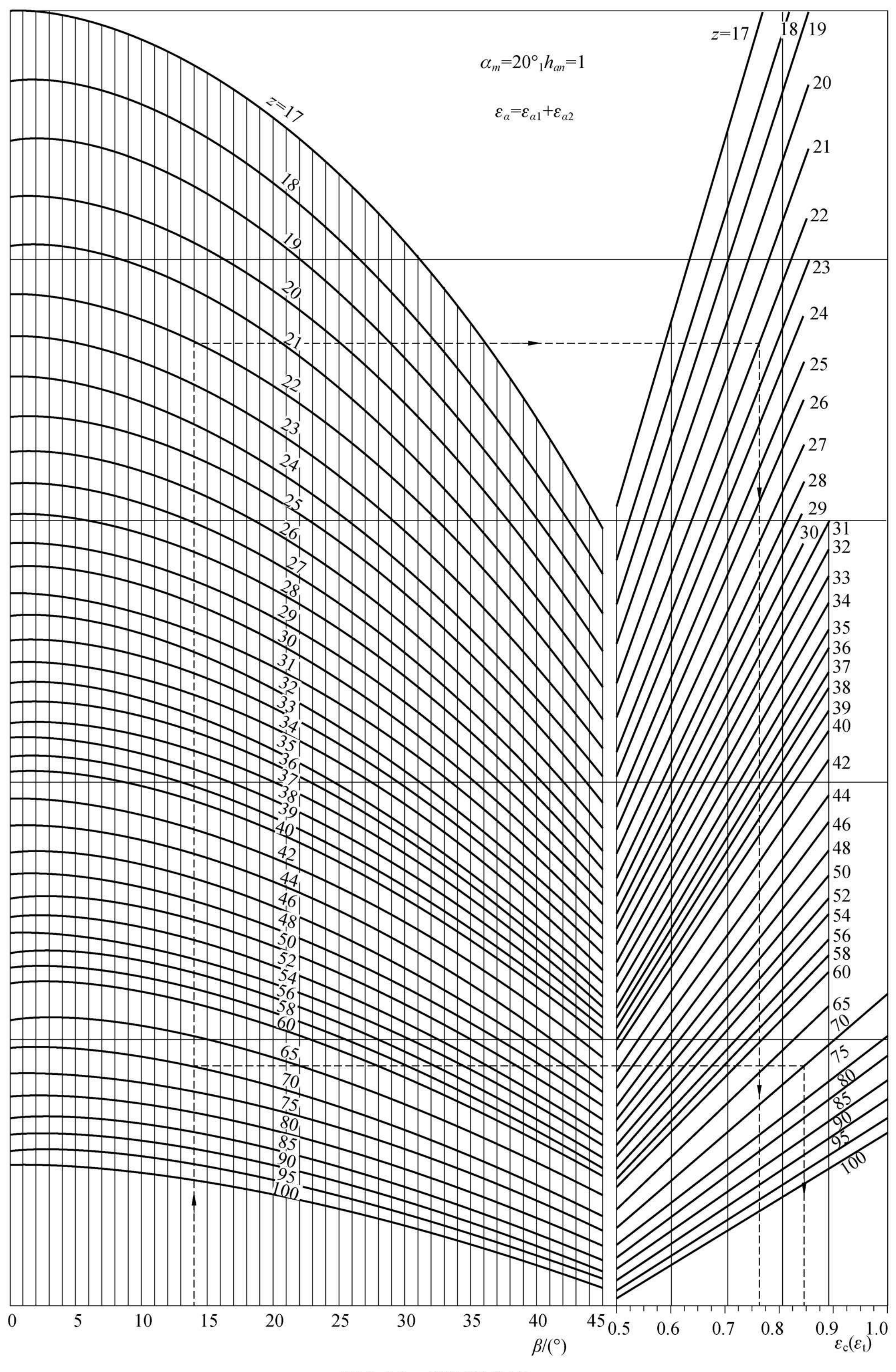


图 9-26 端面重合度 ε_α

9.6.3　齿面接触疲劳强度计算

斜齿轮的齿面接触应力仍按式(9-9)计算。

需要注意的是：①齿廓节点处的曲率半径应按法面曲率半径计算；②斜齿轮的接触线是倾斜的，长度大于直齿轮，这对齿面接触强度有力，在公式中引入参数 ε_α。

考虑上述因素后，利用式(9-9)可得齿面接触疲劳强度的校核计算公式及设计计算公式

$$\sigma_H=\sqrt{\frac{KF_t}{bd_1\varepsilon_\alpha}\cdot\frac{u\pm1}{u}}Z_EZ_H\leqslant[\sigma_H] \tag{9-19}$$

或

$$d_1\geqslant\sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d\varepsilon_\alpha}\cdot\frac{u\pm1}{u}\left(\frac{Z_EZ_H}{[\sigma_H]}\right)^2} \tag{9-20}$$

式中，Z_H——节点区域系数，$Z_H=\sqrt{\dfrac{2\cos\beta_b}{\sin\alpha_t\cos\alpha_t}}$，其值可由图 9-27 查取。

其余各符号的意义和单位及取值等均与直齿轮相同。

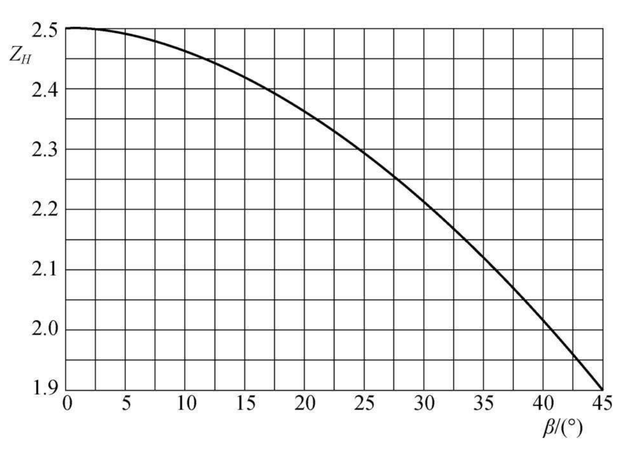


图 9-27　$\alpha_n=20°$的标准斜齿轮节点区域系数 Z_H

［例 9-2］　试设计某输送机两级减速器的高速级斜齿圆柱齿轮传动，已知输入功率 $P_1=10$ kW，小齿轮转速 $n_1=960$ r/min，齿数比 $u=3.2$，电动机驱动，预期工作寿命 15 年，每年工作 300 天，两班制工作，载荷中等冲击，单向转动。

解：根据题意，该对齿轮采用软齿面。

1. 选择齿轮精度等级、齿数和材料并确定许用应力

(1)选择精度。

等级输送机为一般工作机器，速度不高，故初选 8 级精度。

(2)选择齿数。

初选小轮齿数 $z_1=24$，则大轮齿数 $z_2=z_1u=24\times3.2=76.8$，取 $z_2=77$，则实际齿数比 $u=\dfrac{z_2}{z_1}=\dfrac{77}{24}=3.2083$。

(3)选择材料。

由表 9-1 选择小齿轮用 45 调质，硬度 217～255HBS，大齿轮用 45 钢正火，硬度 162～217HBS。

(4)确定许用应力。

①由图 9-19(b)、(c)按齿面硬度查取小齿轮弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE1}=440$ MPa，大齿轮弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE2}=320$ MPa；由图 9-20(b)、(c)按齿面硬度查取小齿轮接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim1}=580$ MPa，大齿轮接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim2}=380$ MPa。

②由式(9-13)计算应力循环次数

$$N_1=60n_1JL_h=60\times960\times1\times(2\times8\times300\times15)=4.1472\times10^9$$

$$N_2=\frac{z_1}{z_2}N_1=\frac{24}{77}\times4.147\times10^9=1.2926\times10^9$$

③由图 9-22 查取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1}=0.90$，$K_{FN2}=0.92$；由图 9-23 查取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1}=0.93$，$K_{HN2}=0.94$。

④取弯曲疲劳强度安全系数 $S_F=1.3$，接触疲劳强度安全系数 $S_H=1$。

⑤由式(9-14)和式(9-15)计算许用应力

$$[\sigma_{F1}]=\frac{K_{FN1}\sigma_{FE1}}{S_F}=\frac{0.90\times440}{1.3}=304.62\ \text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}]=\frac{K_{FN2}\sigma_{FE2}}{S_F}=\frac{0.92\times320}{1.3}=226.46\ \text{MPa}$$

$$[\sigma_{H1}]=\frac{K_{HN1}\sigma_{H\lim1}}{S_H}=\frac{0.93\times580}{1}=539.4\ \text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}]=\frac{K_{HN2}\sigma_{H\lim1}}{S_H}=\frac{0.94\times380}{1}=357.2\ \text{MPa}$$

2. 按齿面接触疲劳强度计算

设计计算式(9-20)：
$$d_1\geqslant\sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d\varepsilon_\alpha}\cdot\frac{u+1}{u}\left(\frac{Z_EZ_H}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

(1)由表 9-2 选载荷系数 $K=1.5$；

(2)计算小齿轮传递的转矩

$$T_1=9.55\times10^6\frac{P_1}{n_1}=9.55\times10^6\times\frac{10}{960}=9.948\times10^4\ \text{Nmm}$$

(3)由表 9-4 选取齿宽系数 $\phi_d=1$；

(4)由表 9-3 查取材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8\ \text{MPa}^{\frac{1}{2}}$；

(5)初选螺旋角 $\beta=14°$；

(6)由图 9-26 查取端面重合度 $\varepsilon_{\alpha1}=0.78$，$\varepsilon_{\alpha2}=0.87$，$\varepsilon_\alpha=1.65$；

(7)由图 9-27 查取节点区域系数 $Z_H=2.44$；

(8)齿面接触疲劳许用应力$[\sigma_H]=\min\{[\sigma_{H1}],[\sigma_{H2}]\}=357.2$ MPa；

(9)计算小齿轮分度圆直径

$$d_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\varphi_d \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{u+1}{u}\left(\frac{Z_E Z_H}{[\sigma_H]}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2\times1.5\times9.948\times10^4}{1\times1.65} \cdot \frac{3.208+1}{3.208}\left(\frac{189.8\times2.44}{357.2}\right)^2} = 73.607\ \mathrm{mm}$$

(10)初步计算齿宽及模数。

齿宽：
$$b = \phi_d d_1 = 1\times73.607\mathrm{mm}$$

模数：
$$m_n = \frac{d_1 \cos\beta}{z_1} = \frac{73.607\cos 14^\circ}{24} = 2.976\ \mathrm{mm}$$

3. 按齿根弯曲疲劳强度计算

设计计算式(9-18)：
$$m_n \geqslant \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2\beta}{\varphi_d z_1^2 \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

(1)计算当量齿数，查取齿形系数和应力修正系数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{24}{\cos^3 14^\circ} = 26.27$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{77}{\cos^3 14^\circ} = 84.29$$

由图 9-15 查取齿形系数 $Y_{Fa1}=2.61$，$Y_{Fa2}=2.225$。

由图 9-16 查取应力修正系数 $Y_{Sa1}=1.59$，$Y_{Sa2}=1.775$。

(2)计算并比较两齿轮的$\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$值。

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.61\times1.59}{308} = 0.013474$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.225\times1.775}{226.64} = 0.017426$$

大齿轮 2 的值较大，弯曲疲劳强度较低，将其代入计算式。

(3)计算轴面重合度，查取螺旋角影响系数

$$\varepsilon_\beta = \frac{b\sin\beta}{\pi m_n} = \frac{73.607\sin 14^\circ}{2.976\pi} = 1.905$$

由图 9-25 查取螺旋角影响系数 $Y_\beta = 0.75$。

(4)计算模数

$$m_n \geqslant \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2\beta}{\varphi_d z_1^2 \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]}} = \sqrt[3]{\frac{2\times1.5\times9.948\times10^4\times0.75\cos^2 14^\circ}{1\times24^2\times1.65}\times0.017426} = 1.57\ \mathrm{mm}$$

取标准模数 $m_n = 2$ mm。

(5)计算齿数

$$z_1 = \frac{d_1\cos\beta}{m_n} = \frac{73.607\cos 14^\circ}{2} = 35.71$$

取 $z_1=36$，则 $z_2 = z_1 u = 36\times3.2 = 115.2$，取 $z_2=115$(注：大于初选齿数，有利于传动)。

4. 计算几何尺寸

(1)计算中心距

$$a=\frac{m_n}{2\cos\beta}(z_1+z_2)=\frac{2}{2\cos 14^\circ}(36+115)=155.623\ \text{mm}$$

圆整中心距，取 $a=156$ mm(注：圆整的目的是便于加工检测)。

(2)计算螺旋角

$$\beta=\cos^{-1}\frac{m_n(z_1+z_2)}{2a}=\cos^{-1}\frac{2\times(36+115)}{2\times156}=14.54545^\circ$$

螺旋角 β 的变化，引起参数 Y_β、Z_H、ε_α 的变化很小，不必修正计算。

(3)计算分度圆直径

$$d_1=\frac{m_n z_1}{\cos\beta}=\frac{2\times36}{\cos 14.54545^\circ}=74.3841\ \text{mm}$$

注：基本参数确定后，计算出的此 d_1 值应不小于由接触强度计算出的 $d_1=73.607$ mm，否则，不满足接触强度。

$$d_2=\frac{m_n z_2}{\cos\beta}=\frac{2\times115}{\cos 14.54545^\circ}=237.6159\ \text{mm}$$

(4)计算齿轮宽度

$$b=\phi_d d_1=1\times74.3841=74.3841\ \text{mm}$$

圆整齿宽，取 $b_2=75$ mm，$b_1=80$ mm。

5. 计算圆周速度

$$v=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times1000}=\frac{\pi\times74.3841\times960}{60\times1000}=3.739\ \text{m/s}$$

对照表 9-5，选用 8 级精度是合适的。

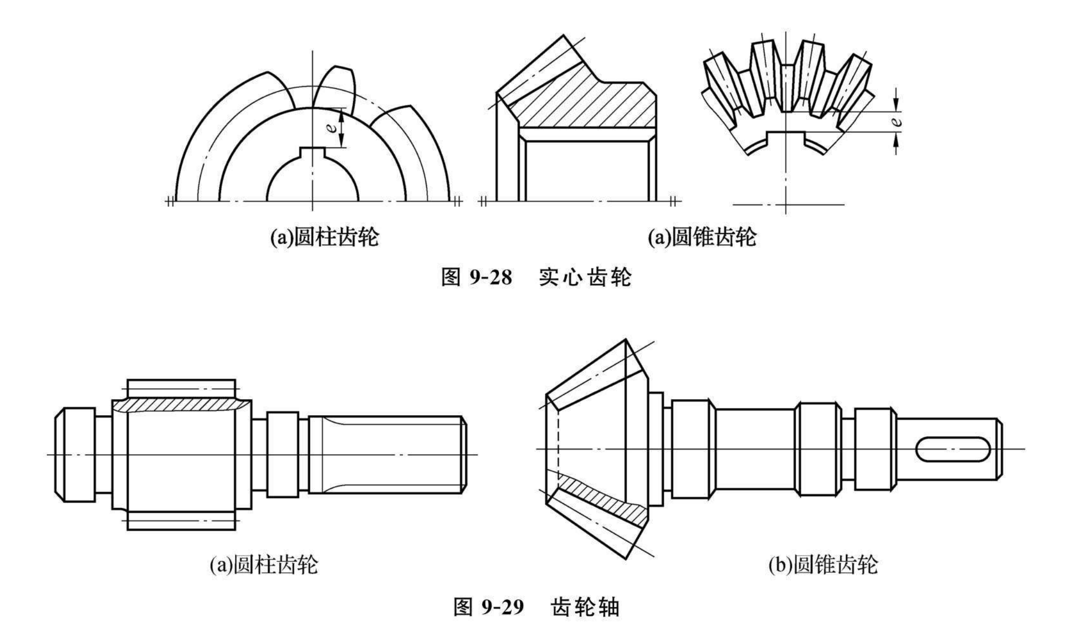
6. 结构设计及绘制齿轮零件图(略)。

9.7 齿轮的结构设计

通过齿轮的强度计算，确定出齿轮的参数后，即可确定其分度圆、齿顶圆、齿根圆直径和齿宽等。齿圈、轮毂和轮辐等结构形式及大小尺寸，通常需由结构设计而确定。

齿轮的结构与其几何尺寸、材料、加工方法、使用要求及经济性等因素有关。通常先根据齿轮的直径选定合适的结构形式，然后再根据经验公式及数据进行结构设计。

当齿顶圆直径较小，$d_a\leqslant160$ mm 时，可做成实心结构，如图 9-28 所示。当圆柱齿轮齿根圆到轮毂键槽底部的距离 $e<2m_t$(端面模数)，圆锥齿轮小端齿根圆到键槽底部的距离 $e<1.6$ m(大端模数)时，应将齿轮与轴做成一体，称为齿轮轴，如图 9-29 所示，否则，齿轮与轴应分开制造。



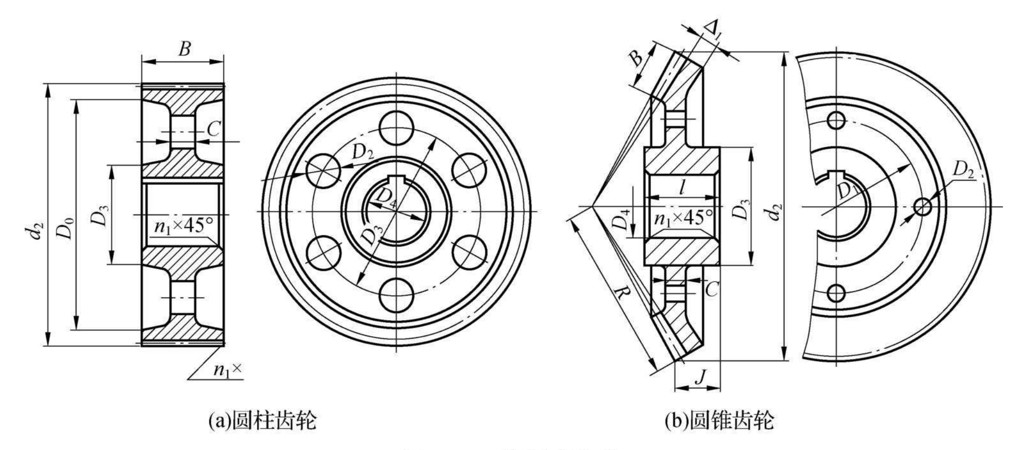
(a)圆柱齿轮　(a)圆锥齿轮

图 9-28　实心齿轮

(a)圆柱齿轮　(b)圆锥齿轮

图 9-29　齿轮轴

当齿顶圆直径 $d_a \leqslant 500$ mm 时，可做成腹板式结构，腹板上孔的数目由结构尺寸的大小及需要而定，如图 9-30 所示。



(a)圆柱齿轮　(b)圆锥齿轮

图 9-30　腹板式齿轮

齿顶圆直径 $d_a > 300$ mm 的铸造圆锥齿轮，可做成带加强肋的腹板式结构，如图 9-31 所示。

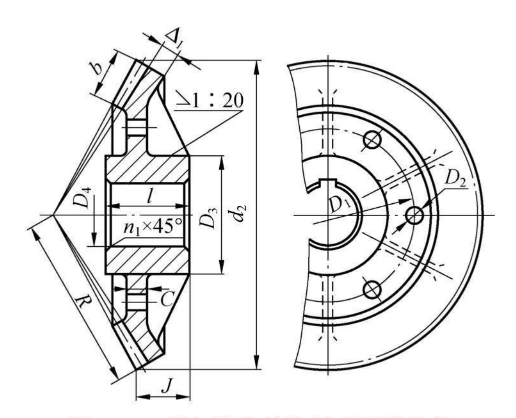


图 9-31　带加强肋的腹板式圆锥齿轮

当齿轮齿顶圆直径 $d_a>400$ mm 时，常用铸铁或铸钢制作，并制成轮辐式结构，如图 9-32 所示。

尼龙等工程塑料模压制造的齿轮，也可参照图 9-28 或图 9-30 所示的结构及尺寸进行结构设计。

齿轮的各部分具体尺寸参考机械设计手册。

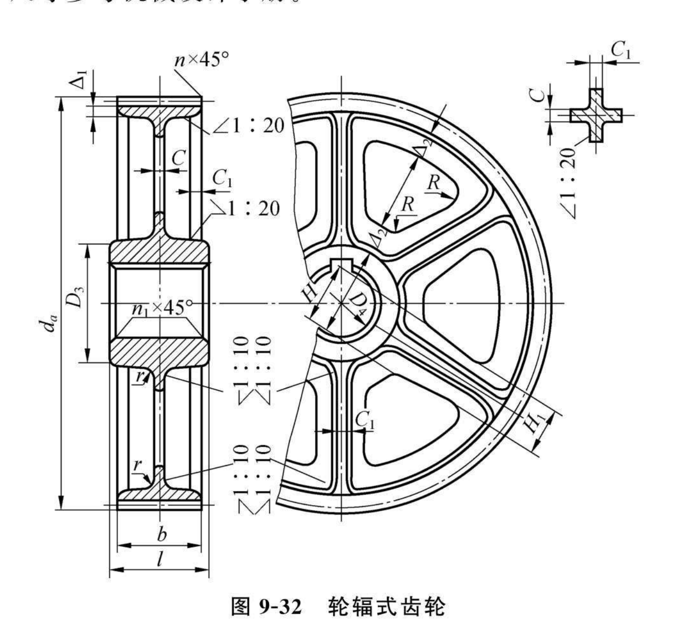


图 9-32 轮辐式齿轮

9.8 齿轮传动的润滑

齿轮传动时，啮合齿面间存在相对滑动，因此产生摩擦磨损，增加功耗，降低传动效率。啮合齿面间加注润滑剂，既可以避免金属直接接触，减少摩擦损失，还可以起到散热和防锈的作用。因此，为改善轮齿的工作状况，确保齿轮正常运转及预期寿命，需要对齿轮传动进行适当润滑。

9.8.1 齿轮传动的润滑方式

开式、半开式或速度较低的闭式齿轮传动，通常采用人工定期加油润滑。可用润滑油或润滑脂。

一般闭式齿轮传动的润滑方式，当齿轮的圆周速度 $v\leqslant 12$ m/s 时，常采用油池润滑，即将大齿轮的轮齿浸入油池一定深度，如图 9-33 所示。当齿轮运转时，就会把润滑油带到啮合齿面上，同时也把一部分润滑油甩到箱壁上，以散热。齿轮浸入油中的深度可视其圆周速度的大小而定。对于圆柱齿轮一般不超过一个齿高，但也不应小于 10 mm；对于圆锥齿轮一般不超过全齿宽，但也不应小于半个齿宽。在多级齿轮传动中，当各个大齿轮的直径不相等，且悬殊较大时，可借助于带油轮将油带到未浸入油池齿轮的齿面上，如图 9-34 所示。

油池中的油量，根据齿轮传递功率的大小而定，对于单级齿轮传动，每传递功率 1 kW 需油量为 0.35～0.7L，对于多级齿轮传动，需油量按级数成倍增加。

当齿轮的圆周速度 $v>12$ m/s 时，不宜采用油池润滑，原因是：①圆周速度过高，轮齿上的油大多被甩出而不能到达啮合区；②搅油激烈，增加油的温升，使润滑性能降低；③搅起油池底部的沉淀杂质，加速齿面磨损。所以应采用喷油润滑，用油泵以一定的压力供油，由油嘴将润滑油直接喷到啮合齿面上，如图 9-35 所示。

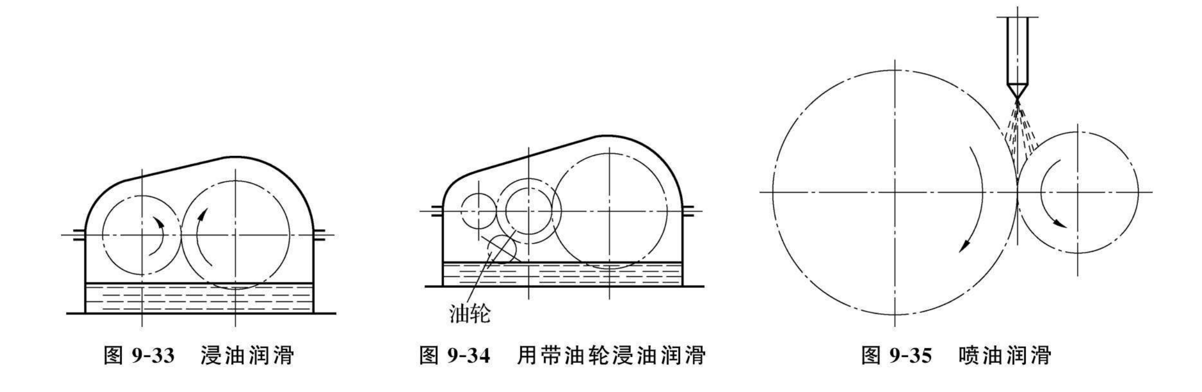


图 9-33　浸油润滑　　图 9-34　用带油轮浸油润滑　　图 9-35　喷油润滑

9.8.2　润滑剂及其选择

齿轮传动常用的润滑剂为润滑油或润滑脂。

齿轮润滑油的选择，由传动的类型、工况、载荷、速度和温升等条件决定，可根据机械设计手册进行选择。

【本章要点】

(1)了解齿轮传动中轮齿的各种失效(损伤)形式的特点、产生的机理和部位，防止和减轻失效(损伤)的措施及相应的设计准则。

(2)了解齿轮传动的精度等级与传动性能的关系。

(3)了解对齿轮材料的基本要求，软齿面与硬齿面材料的常用热处理方法及配对齿轮材料的选用原则。

(4)掌握齿轮传动的受力分析方法，正确计算、判断轮齿上各力的大小和方向，尤其是轴向力的方向，直接影响轴和轴承的设计计算。应注意斜齿轮轴向力的判断方法只适用于主动轮。

(5)了解计算载荷、载荷系数的意义及影响因素，减小载荷系数的措施。

(6)掌握直齿圆柱齿轮传动的齿根弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度计算的基本理论依据、力学模型、应力种类与特性，计算公式中各参数的意义及应用公式时的注意事项；斜齿圆柱齿轮和直齿圆锥齿轮传动的强度计算应根据其传动特点，运用当量齿轮简化为直齿圆柱齿轮传动的强度计算，并注意它们的异同点。

(7)掌握齿轮传动的设计步骤，必要的数据处理(如齿宽、斜齿轮传动的中心距应圆整，模数应取标准值等)，合理选择齿轮参数。

(8)根据齿轮的尺寸、生产条件选择毛坯种类与具体的结构形式。

课后习题

9-1 在不改变齿轮的材料和尺寸的情况下，如何提高轮齿的抗折断能力？

9-2 在直齿圆柱齿轮强度计算中，当齿面接触强度已足够，而齿根弯曲强度不足时，可采用什么措施提高弯曲强度？

9-3 标准直齿圆柱齿轮传动，若传动比 i、转矩 T_1、齿宽 b 均保持不变，试问在下列条件下齿轮的弯曲应力和接触应力各将发生什么变化？

(1)模数 m 不变，齿数 z_1 增加；

(2)齿数 z_1 不变，模数 m 增大；

(3)齿数 z_l 增加一倍，模数 m 减小一半。

9-4 一对圆柱齿轮传动，大、小齿轮齿面接触应力是否相等？齿根弯曲应力是否相等？为什么？在什么条件下两齿轮的接触强度相等？什么条件下弯曲强度相等？

9-5 齿宽系数 ϕ_d 的大小对齿轮传动的尺寸和强度影响如何？选取时要考虑哪些因素？

9-6 有一对标准直齿圆柱齿轮传动。有关参数和许用值如表 9-6，试分析比较哪个齿轮的弯曲疲劳强度高？哪个齿轮的接触疲劳强度高？

表 9-6　题 9-6 表

齿轮	m/mm	z	Y_{Fa}	Y_{sa}	b/mm	$[\sigma_F]$/MPa	$[\sigma_H]$/MPa
1	2	20	2.8	2.2	45	490	570
2	2	50	2.4	2.3	40	400	470

9-7 如图 9-36 所示为两级展开式标准斜齿圆柱齿轮减速器，已知条件如图所示。

(1)为使Ⅱ轴上齿轮 3、4 的轴向力互相抵消，确定齿轮 3 轮齿螺旋线的旋向螺旋角的大小。

(2)画出各齿轮的圆周力、径向力和轴向力的方向。

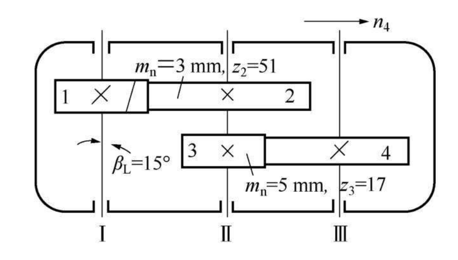


图 9-36　题 9-7 图

9-8 有一同学设计闭式软齿面直齿圆柱齿轮传动，方案一的参数为：$m=4$ mm、$z_1=20$、$z_2=60$，经强度计算其齿面接触疲劳强度刚好满足设计要求，但齿根弯曲应力远远小于许用应力，因而又进行了两种方案设计。方案二的参数为：$m=2$ mm、$z_1=40$、$z_2=120$，其齿根弯曲疲劳强度刚好满足设计要求；方案三的参数为：$m=2$ mm、$z_1=30$、$z_2=90$。

假设改进后其工作条件、载荷系数 K、材料、热处理硬度、齿宽等条件都不变，问：

(1)改进后的方案二、方案三是否可用？为什么？

(2)应采用哪个方案更合理？为什么？

9-9 设计一直齿圆柱齿轮传动，原用材料的许用接触应力为$[\sigma_{H1}]=700$ MPa，$[\sigma_{H2}]=600$ MPa，求得中心距 $a=100$ mm；现改用$[\sigma_{H1}]=600$ MPa，$[\sigma_{H2}]=400$ MPa 的材料，若齿宽和其他条件不变，为保证接触疲劳强度不变，试计算改用材料后的中心距 a'。

9-10 设计铣床中一对外啮合直齿圆柱齿轮传动，已知传递功率 $P_1=7.5$ kW，小齿轮主动，转速 $n_1=1\ 450$ r/min，齿数 $z_1=26$，$z_2=54$，双向传动，工作寿命 $L_h=12\ 000$ h。小齿轮相对轴承非对称布置，轴的刚性较大，工作中受轻微冲击，7 级制造精度。

9-11 设计一外啮合斜齿圆柱齿轮传动，已知传递功率 $P_1=40$ kW，转速 $n_1=2\ 800$ r/min，传动比 $i_{12}=3.2$，工作寿命 $L_h=1\ 000$ h，单向传动，工作中受轻微冲击，小齿轮相对轴承非对称布置。

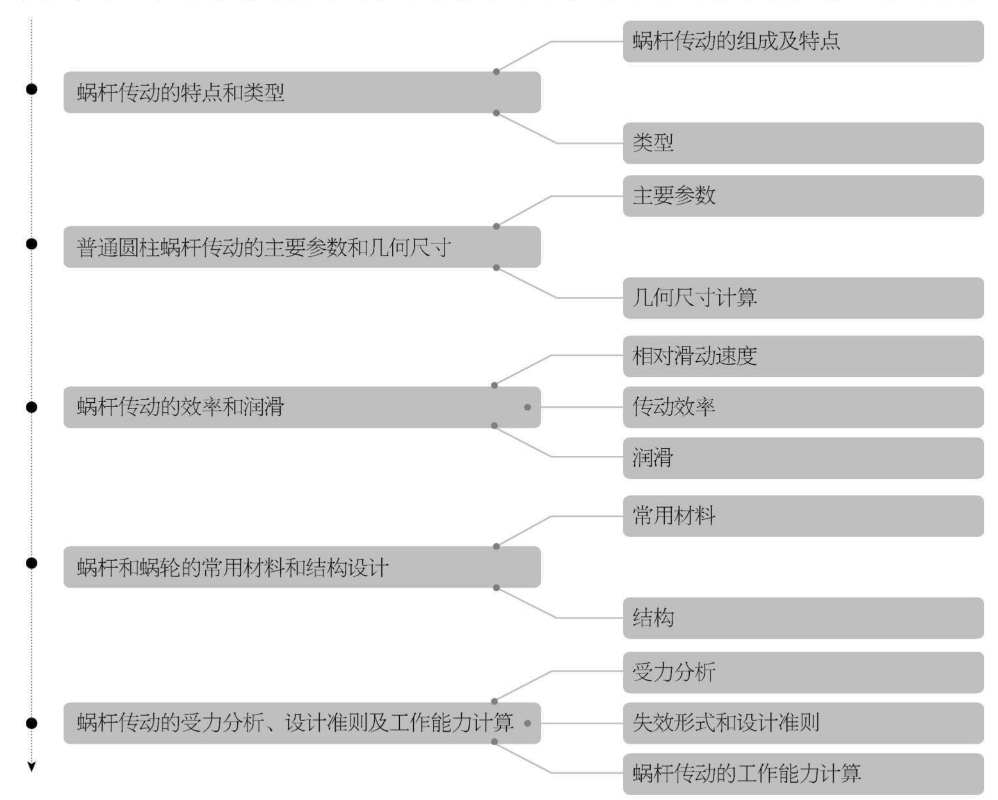
第 10 章　蜗 杆 传 动

【学习重点】

了解蜗杆齿廓的形成、掌握正确啮合条件、标准参数的选取和几何参数的计算；
了解蜗杆传动受力分析计算，掌握各分力的方向判定方法；
了解蜗杆传动齿面滑动速度的计算，掌握蜗杆传动的选材要求和失效形式；
了解蜗杆传动的工作能力计算方法。

【学习难点】

蜗杆传动中蜗杆和蜗轮的螺旋方向、转动方向、以及齿面径向力、圆周力和轴向力方向的判断。



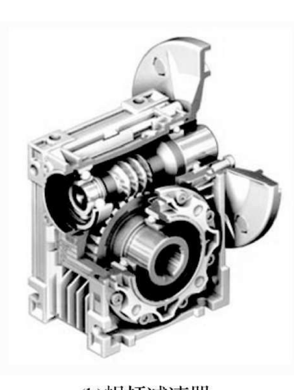
【本章导入】

在机械传动系统中，当需要在空间交错的两轴间进行运动或动力传递的时候，如果还要求具有比较大的传动比时，经常用到蜗杆传动。图 10-1 为常用蜗杆传动的应用实例。





(a)螺旋千斤顶



(b)蜗杆减速器



(c)精密分度头

图 10-1　蜗杆传动应用实例

如何来设计蜗杆传动呢？怎样选择蜗杆和蜗轮的材料？当然，首先要详尽了解传动的要求，比如蜗杆传动要传递的功率、原动力输入形式、传动的工作时间和寿命要求等。通过对本章的认真学习，了解和掌握蜗杆传动的工作能力计算方法，在设计过程中体现设计条件的运用，在设计结果上满足既定要求，圆满完成设计。

10.1　蜗杆传动的特点和类型

10.1.1　蜗杆传动的组成及特点

蜗杆传动由蜗杆和蜗轮组成，如图 10-2 所示，用于两交错轴间传递运动和动力，通常取其交错角$\Sigma=90°$。传动中一般蜗杆是主动件，蜗轮是从动件，用于减速装置中。

与齿轮传动相比，蜗轮传动主要有以下特点：

(1)可以实现较大的传动比，结构紧凑。用于动力传动时传动比 $i_{12}=8\sim80$，用于运动传递时传动比最大可达 $i_{12}=1000$。

(2)传动平稳，噪声小。

(3)当蜗杆导程角小于当量摩擦角时蜗杆传动具有自锁性，即当蜗轮主动时传动终止，因此常用于起重机械等需要自锁性的场合。

(4)齿面滑动速度大，易产生发热、磨损、胶合，故蜗轮常用耐磨材料，如青铜制造，因此成本较高，而且还要求良好的润滑和散热条件。



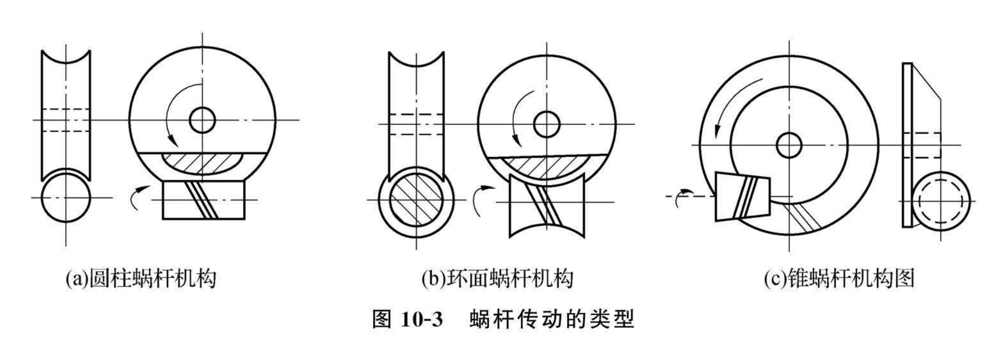
图 10-2　圆柱蜗杆传动

(5)蜗杆传动的机械效率较低，一般只有 0.7～0.8，具有自锁性的蜗杆

传动效率低于 0.5，因此它不宜用于大功率、长时间的传动。

10.1.2 类型

根据蜗杆的外廓形状，蜗杆传动可以分为：圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动和锥蜗杆传动，如图 10-3 所示。圆柱蜗杆传动又可以分为普通圆柱蜗杆传动和圆弧齿圆柱蜗杆传动(工程中用代号 ZC 表示)两类。在普通圆柱蜗杆传动中，包括阿基米德蜗杆(ZA)、渐开线蜗杆(ZI)、法向直廓蜗杆(ZN)和锥面包络蜗杆(ZK)。其中阿基米德蜗杆加工工艺性好，生产率高，在机械传动中应用广泛。本章仅讨论阿基米德蜗杆。



(a)圆柱蜗杆机构　(b)环面蜗杆机构　(c)锥蜗杆机构图

图 10-3　蜗杆传动的类型

10.2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

10.2.1 主要参数

1. 模数和压力角

通过蜗杆轴线并与蜗轮轴线垂直的平面称为蜗杆传动的中间平面(也称为主平面)，如图 10-4 所示。显然，中间平面是蜗杆的轴面，是蜗轮的端面。由于蜗轮是用与蜗杆形状相仿的滚刀按展成原理切制的，所以在中间平面内，蜗杆和蜗轮的啮合就相当于渐开线齿轮和齿条的啮合，因此蜗杆传动的正确啮合条件是：蜗杆轴面模数和压力角等于蜗轮端面模数和压力角，且等于标准值，即

$$\begin{aligned} m_{a1} &= m_{t2} = m \\ \alpha_{a1} &= \alpha_{t2} = \alpha \end{aligned} \tag{10-1}$$

圆柱蜗杆传动的标准模数 m，如表 10-1 所示。标准压力角 $\alpha=20°$。

蜗杆分度圆柱螺旋线上任一点的切线与蜗杆端平面所夹的锐角 γ_1 称为导程角(γ_1 下标可省略)。在$\Sigma=90°$的蜗杆传动中，蜗杆分度圆上的导程角 γ_1 应等于蜗轮分度圆上的螺旋角 β_2，如图 10-5 所示，且二者旋向相同，即

$$\gamma_1=\beta_2 \tag{10-2}$$

表 10-1　普通圆柱蜗杆的基本尺寸和参数(GB 10088—1988)

模数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	m^2d_1/mm^3	蜗杆头数 z_1	模数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	m^2d_1/mm^3	蜗杆头数 z_1
1	18	18	1	3.15	56	555.966	1
1.25	20	31.25	1	4	40	640	1
	22.4	35					2
1.6	20	51.2	1				4
			2				6
			4		71	1136	1
	28	71.68	1	5	50	1250	1
2	22.4	89.6	1				2
			2				4
			4				6
			6		90	2250	1
	35.5	142	1	6.3	63	2500.47	1
2.5	28	175	1				2
			2				4
			4				6
			6		112	4445.28	1
	45	281.25	1	8	80	5120	1
3.15	35.5	352.25	1				2
			2				4
			4				6
			6	—	—	—	—

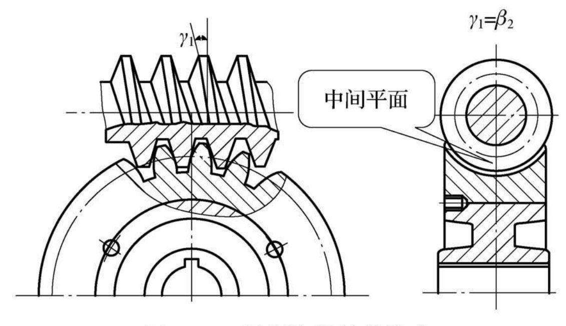


图 10-4　蜗杆和蜗轮的啮合

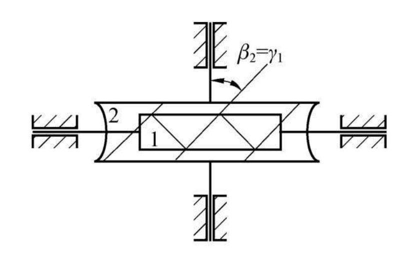


图 10-5　蜗杆和蜗轮的旋向相同

2. 蜗杆头数 z_1、蜗轮齿数 z_2 及传动比

在一个导程 P_h 中，螺旋线的条数，即为蜗杆的头数 z_1。一般可取 $z_1=1\sim10$，推荐取 $z_1=1$，2，4，10。$z_1=1$ 和 $z_1=2$ 分别称为单头蜗杆和双头蜗杆，$z_1>3$ 称为多头蜗杆。当要求传动比较大或反行程自锁时，z_1 取小些；当要求传动效率高时，z_1 取大些。蜗轮齿数 z_2 按传动比计算而得。对于动力传动，一般推荐 $z_2=29\sim70$。这是考虑 z_2 过小，会发生根切，且传动不平稳；z_2 过大，会导致结构尺寸过大，蜗杆长度过大，蜗杆的刚度降低。蜗杆头数 z_1、蜗轮齿数 z_2 和传动比 i 的推荐值可参考表 10-2。

与齿轮传动相同，蜗杆传动的传动比也等于齿数的反比，但不等于分度圆直径的反比。

$$i_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{z_2}{z_1}\neq\frac{d_2}{d_1} \tag{10-3}$$

表 10-2　蜗杆头数 z_1、蜗轮齿数 z_2 和传动比 i 的推荐值

传动比 i_{12}	5～8	7～15	14～30	29～82
蜗杆头数 z_1	6，4	4	2	1
蜗轮齿数 z_2	29～32	29～61	29～61	29～82

3. 蜗杆的导程角 γ

蜗杆与螺杆相似，也有左旋和右旋之分，但通常右旋较多。蜗杆分度圆柱展开图如图 10-6 所示，导程 $P_h=z_1p_{a1}=z_1\pi m$，则导程角为

$$\tan\gamma=\frac{P_h}{\pi d_1}=\frac{z_1p_{a1}}{\pi d_1}=\frac{z_1m}{d_1} \tag{10-4}$$

式中，p_{a1}——蜗杆 1 的轴面齿距，单位为 mm；

d_1——蜗杆分度圆直径，单位为 mm。

导程角 γ 越大，蜗杆传动的效率越高，但蜗杆加工困难，反之，导程角 γ 越小，则蜗杆传动的自锁性越好。

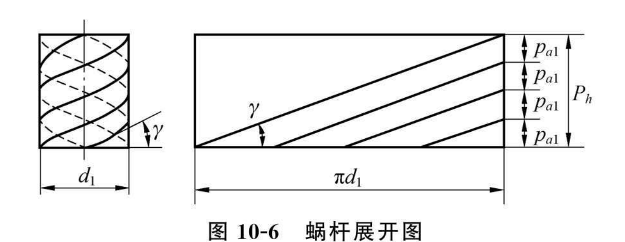


图 10-6　蜗杆展开图

4. 蜗杆分度圆(中圆)直径 d_1 及直径系数 q

由式(10-4)可得，蜗杆分度圆直径为

$$d_1=\frac{z_1m}{\tan\gamma} \tag{10-5}$$

由上式可知，蜗杆的分度圆直径除了与模数 m、头数 z_1 有关外，还与蜗杆导程角 γ 有关。即对于 m、z_1 相同而 γ 不同的蜗杆，其 d_1 也不相同，而蜗轮是用与相配对的蜗杆同参数的蜗轮滚刀加工的，所以切制蜗轮的刀具分度圆直径也不同。为了限制蜗轮滚刀的数量，国家标准规定将蜗杆的分

度圆直径标准化，且与模数、头数相匹配。d_1与 m 的比值称为蜗杆直径系数，用 q 表示，即

$$q=\frac{d_1}{m} \tag{10-6}$$

普通圆柱蜗杆基本尺寸和参数可参考表 10-1。

5. 齿顶高系数 h_a^* 和顶隙系数 c^*

蜗杆传动的齿顶高系数和顶隙系数分别为 $h_a^*=1$，$c^*=0.2$。

10.2.2　几何尺寸计算

蜗杆传动的几何尺寸计算与齿轮传动基本相同，可参考表 10-3。

表 10-3　标准阿基米德蜗杆机构的几何尺寸计算公式

名称	符号	公式	
		蜗杆	蜗轮
齿顶高	h_a	$h_a=h_a^* m$	
齿根高	h_f	$h_f=(h_a^*+c^*)m$	
齿全高	h	$h=h_a+h_f=(2h_a^*+c^*)m$	
分度圆直径	d	从表 10-2 中选取	$d_2=mz_2$
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1}=d_1+2h_a=(z_1+2h_a^*)m$	$d_{a2}=d_2+2h_a=(z_2+2h_a^*)m$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1}=d_1-2h_f=(z_1-2h_a^*-2c^*)m$	$d_{f2}=d_2-2h_f=(z_2-2h_a^*-2c^*)m$
蜗杆导程角	γ	$\gamma=\arctan(mz_1/d_1)$	
蜗轮螺旋角	β_2		$\beta_2=\gamma$
中心距	a	$a=(d_1+d_2)/2$	

【小提示】

蜗杆传动的标准参数取值在中间平面上。

10.3　蜗杆传动的效率和润滑

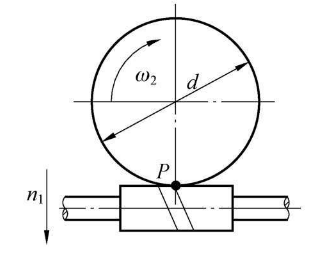
10.3.1　相对滑动速度

蜗杆传动即使在节点 P 处啮合，齿面之间也存在较大的相对滑动，相对滑动速度 v_s沿着齿面螺旋线的方向，如图 10-7 所示。设 v_1和 v_2分别为蜗杆和蜗轮在节点的圆周速度，因为蜗轮和蜗轮轴线交错角为 90°，故相对滑动速度为

$$v_s=\frac{v_1}{\cos\gamma}=\frac{v_2}{\sin\gamma}=\sqrt{{v_1}^2+{v_2}^2} \tag{10-7}$$

由式(10-7)可知，蜗杆和蜗轮齿面间的相对滑动速度 v_s很大，这是导致蜗杆传动齿面间摩擦大、

发热量大、传动效率低的根本原因，它对蜗杆传动的失效形式和润滑情况都有直接的影响。一般限制 $v_s \leqslant 15$ m/s。



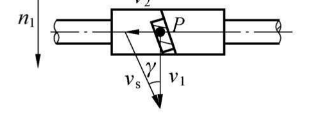


图 10-7　齿面滑动速度

10.3.2　传动效率

闭式蜗杆传动的功率损耗包括三个部分，即啮合摩擦损耗，轴承摩擦损耗及浸入油池零件的搅油损耗。因此蜗杆传动的效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \tag{10-8}$$

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} \tag{10-9}$$

式中，η_1——蜗杆传动的啮合效率；

η_2——轴承效率，通常滑动轴承效率取 0.98，滚动轴承效率取 0.99；

η_3——考虑搅油损耗的效率，通常取 0.96～0.99；

φ_v——当量摩擦角，对于铜制蜗轮且采用油池润滑的传动，一般取 2°17′30″～2°52′；对于开式传动，取 5°42′30″～6°50′30″。

初始设计时，可根据蜗杆头数，按表 10-4 近似估取传动的总效率。

表 10-4　蜗杆传动的总效率

蜗杆头数 z_1	1	2	4 或 6
传动总效率 η	0.70～0.75	0.75～0.82	0.82～0.92

10.3.3　润滑

由于蜗杆传动齿面间的相对滑动速度 v_s 较大，易产生胶合和磨损等失效，所以润滑对于蜗杆传动十分重要。闭式蜗杆传动一般采用油池润滑和压力喷油润滑。当 v_s 较小时，采用油池润滑。若 v_s 较大，附着在齿面上的润滑油会在离心力的作用下被甩出而不能进入啮合区，故采用压力喷油润滑，且使喷油嘴对准蜗杆的啮入端喷油。开式蜗杆传动一般采用黏度高的齿轮油或润滑脂润滑。

10.4　蜗杆和蜗轮的常用材料和结构设计

10.4.1　常用材料

蜗杆副的材料不仅要求有足够的强度，更重要的是要有良好的减摩性和摩擦相容性，因此蜗杆、蜗轮配对材料应该一硬一软。实践证明，钢制蜗杆与青铜蜗轮有最佳配合性能。

蜗杆通常采用碳素钢或合金钢制造，并经淬火处理获得较高的齿面硬度。高速重载、载荷变化时，可采用低碳合金钢渗碳淬火，如 20Cr、20CrMnTi、12CrNi3A；高速重载、载荷平稳时，可采用中碳钢、中碳合金钢表面淬火，如 40Cr、45、40CrNi、42SiMn 等；一般不太重要的低速中载蜗

杆，可采用 40 或 45 钢，调质处理。

蜗轮一般采用青铜类材料。在高速或重要的蜗杆传动中，蜗轮材料常采用铸锡青铜 ZCuSn10P1。这种材料减摩和耐磨性好，抗胶合能力强，但其强度较低，价格较贵，一般其允许滑动速度 $v_s \leqslant 25$ m/s。在滑动速度 $v_s < 12$ m/s 的蜗杆传动中，可采用含锡量低的铸锡锌铅青铜 ZCuSn5Pb5Zn5。在滑动速度 $v_s < 4$ m/s 的蜗杆传动中，可采用铸铝铁青铜 ZCuAl10Fe3，它的抗胶合能力远比锡青铜差，但强度较高，价格便宜。在低速轻载、滑动速度 $v_s < 2$ m/s 时，蜗轮可用球墨铸铁或灰铸铁(HT150 或 HT200)制造。

10.4.2　结构

蜗杆通常与轴做成一个整体，称为蜗杆轴，如图 10-8 所示。按蜗杆的螺旋齿面的加工方法不同，可分为车制蜗杆轴和铣制蜗杆轴两类。图 10-8(a)为车制蜗杆，轴上应有退刀槽；图 10-8(b)为铣制蜗杆，可在轴上直接铣出螺旋齿面，不需要退刀槽。

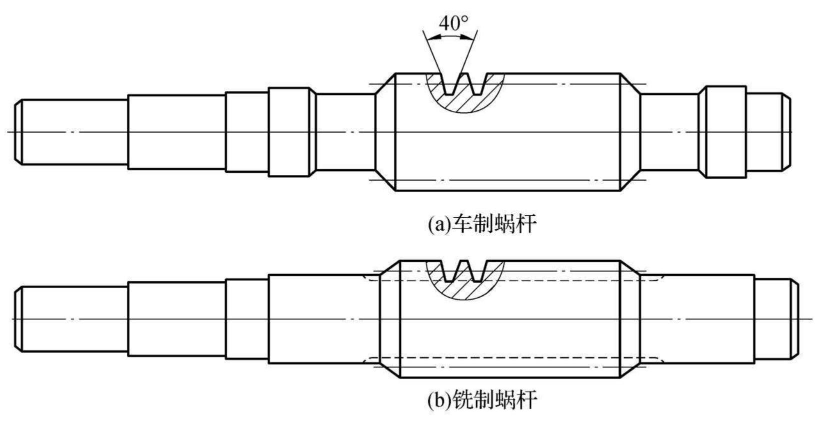


图 10-8　蜗杆的结构形式

蜗轮可制成整体式或装配式。为了节约贵重的有色金属，大多数蜗轮做成装配式。常用的蜗轮结构形式有以下几种。

(1)整体式[图 10-9(a)]。主要用于铸铁蜗轮、铝合金蜗轮及直径小于 100 mm 的青铜蜗轮。

(2)齿圈压配式[图 10-9(b)]。这种结构由青铜齿圈和铸铁轮芯组成，齿圈与轮芯多采用过盈配合 H7/s6，并沿结合面周围，加装 4～6 个螺钉，以增强连接的可靠性。为了便于钻孔，应将螺纹孔中心线向材料较硬的一边偏移 2～3 mm。这种结构用于尺寸不大及工作温度变化较小的蜗轮，以免热膨胀影响配合质量。

(3)镶铸式[图 10-9(c)]。这种结构的青铜齿圈浇注在铸铁轮芯上，然后切齿。为防止齿圈与轮芯相对滑动，在轮芯外圆柱上预制出榫槽。此方法只用于大批生产的蜗轮。

(4)螺栓连接式[图 10-9(d)]。这种结构由青铜齿圈和铸铁轮芯组成，齿圈与轮芯可采用过盈配合 H7/js6，用普通螺栓连接，也可采用间隙配合 H7/h6，用铰制孔用螺栓连接。蜗轮的圆周力靠螺栓连接来传递，因此螺栓的尺寸和数目必须经过强度计算来决定。这种结构工作可靠、装拆方便，多用于尺寸较大或易于磨损、须更换齿圈的蜗轮。

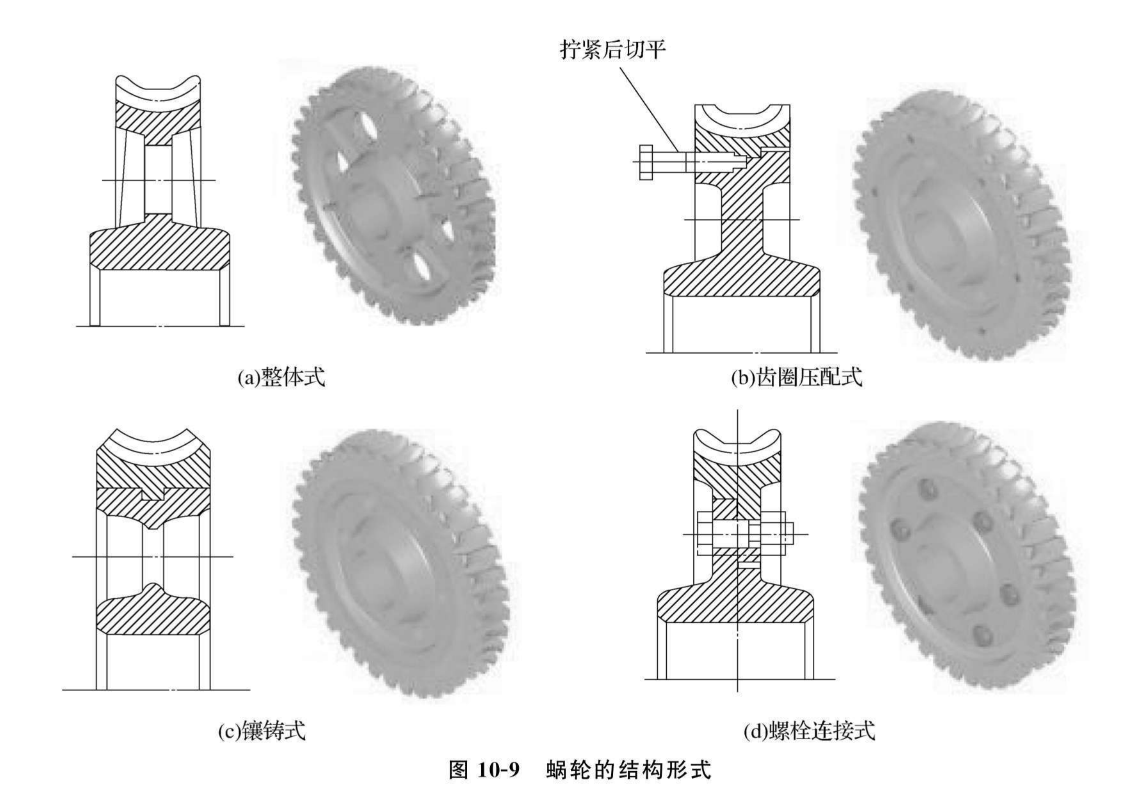


图 10-9 蜗轮的结构形式

10.5 蜗杆传动的受力分析、设计准则及工作能力计算

10.5.1 受力分析

蜗杆传动的受力分析和斜齿轮传动相似。图 10-10 是以为蜗杆主动件、按图示方向转动时蜗杆和蜗轮的受力情况，作用在节点 P 处的法向力 F_n 可以分解为三个互相垂直的分力，即圆周力 F_t、径向力 F_r 和轴向力 F_a。蜗杆、蜗轮圆周力 F_t、径向力 F_r 和轴向力 F_a 的方向判断方法和斜齿圆柱齿轮完全相同。根据 F_t 的方向，即可确定蜗杆、蜗轮的转向。由于蜗杆轴线与蜗轮轴线空间交错 90°，忽略摩擦力的影响，由力的平衡条件可知，作用在蜗杆和蜗轮上的三对分力 F_{t1} 与 F_{a2}、F_{a1} 与 F_{t2}、F_{r1} 与 F_{r2}，构成了三对作用力和反作用力

$$F_{t1}=-F_{a2},\ F_{a1}=-F_{t2},\ F_{r1}=-F_{r2} \tag{10-10}$$

各力的大小如下

$$F_{t1}=2T_1/d_1 \tag{10-11}$$

$$F_{a1}=2T_2/d_2 \tag{10-12}$$

$$F_{r1}=F_{t2}\tan\alpha \tag{10-13}$$

$$F_n=\frac{F_{a1}}{\cos\alpha_n\cos\gamma}=\frac{F_{t2}}{\cos\alpha_n\cos\gamma}=\frac{2T_2}{d_2\cos\alpha_n\cos\gamma} \tag{10-14}$$

式中，T_1、T_2——蜗杆、蜗轮的工作转矩($T_2 = T_1 i\eta_1$，i 为传动比，η_1为啮合效率)，单位为 Nmm；

α_n——蜗杆法面压力角。

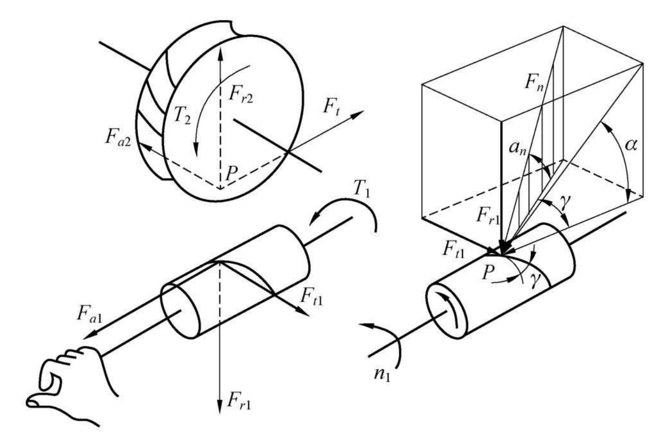


图 10-10　蜗杆传动的受力分析

【小提示】

作用在蜗杆和蜗轮上的三对分力 F_{t1} 与 F_{a2}、F_{a1} 与 F_{t2}、F_{r1} 与 F_{r2}，彼此大小相等，方向相反。

10.5.2　失效形式和设计准则

由于蜗杆具有连续的螺旋齿，且材料强度高于蜗轮，因此蜗杆传动的主要失效多发生在蜗轮上，常见的失效形式有胶合、点蚀、磨损和断齿。由于蜗杆传动齿面间有很大的相对滑动速度，因而传动效率低，发热量大，易使润滑油温度升高而黏度降低，润滑条件变差，所以蜗杆传动因齿面胶合而失效的可能性更大。

在闭式传动中，多发生胶合或点蚀失效，因此闭式传动通常按齿面接触疲劳强度设计，再按齿根弯曲疲劳强度校核。由于闭式传动温升较高，还须进行热平衡计算。

对于开式传动，因磨损速度大于点蚀速度，主要发生齿面磨损和轮齿折断失效，故只须按弯曲强度进行设计。

对于细长蜗杆或重载蜗杆，必要时对蜗杆进行刚度计算。

10.5.3　蜗杆传动的工作能力计算

1. 蜗轮齿面接触疲劳强度计算

蜗轮齿面接触疲劳强度的计算仍以赫兹公式为基础，对于青铜或铸铁蜗轮与钢制蜗杆配对时(取材料的弹性影响系数 $Z_E = 160\text{MPa}^{\frac{1}{2}}$)，校核公式为

$$\sigma_H = 480\sqrt{\frac{KT_2}{m^2 d_1 z_2^2}} \leqslant [\sigma_H] \tag{10-15}$$

设计公式为

$$m^2 d_1 \geqslant KT_2\left(\frac{480}{z_2[\sigma_H]}\right)^2 \tag{10-16}$$

式中，K——载荷系数，取 1.1～1.3，载荷变化较大，蜗轮圆周速度较高时，取较大值；

$[\sigma_H]$——蜗轮的许用接触应力(MPa)。当蜗轮材料为铸铁或 $\sigma_b>300$ MPa 的青铜时，传动的承载能力常取决于蜗轮的抗胶合能力，其许用接触应力$[\sigma_H]$可根据 v_s 按表 10-5 选取。当蜗轮材料为 $\sigma_b\leqslant300$ MPa 的青铜时，传动的承载能力常取决于蜗轮的接触疲劳强度，此时$[\sigma_H]$与应力循环次数 N 有关，$[\sigma_H]=K_{HN}[\sigma_H]'$，其中$[\sigma_H]'$为基本许用接触应力，见表 10-6；寿命系数 $K_{HN}=\sqrt[8]{\dfrac{10^7}{N}}$，当 $N>25\times10^7$，取 $N=25\times10^7$；当 $N<2.6\times10^5$，取 $N=2.6\times10^5$。

根据式(10-16)计算出 m^2d_1 的值，查表 10-2 即可确定蜗杆传动的模数 m 和蜗杆分度圆直径 d_1。

表 10-5　灰铸铁或铸铝青铜($\sigma_b>300$ MPa)蜗轮的许用接触应力$[\sigma_H]$(单位：MPa)

材料		滑动速度 v_s(m/s)						
蜗杆	蜗轮	<0.25	0.25	0.5	1	2	3	4
20 或 20Cr 渗碳淬火，45 钢淬火	HT150	206	166	150	127	95	—	—
	HT200	250	202	182	154	115	—	—
	ZCuAl10Fe3	—	—	250	230	210	180	160
45 钢	HT150	172	139	125	106	79	—	—
	HT200	208	168	152	128	96	—	—

表 10-6　铸锡青铜($\sigma_b\leqslant300$ MPa)蜗轮的基本许用接触应力$[\sigma_H]'$(单位：MPa)

蜗轮材料	铸造方法	蜗杆齿面硬度	
		≤45HRC	>45HRC
ZCuSn10P1	砂型	150	180
	金属型	220	268
ZCuSn5PbZn5	砂型	113	135
	金属型	128	140
	离心铸造	158	183

2. 蜗轮齿根弯曲强度计算

由于蜗轮齿形复杂，精确计算其齿根的应力很困难，一般参照斜齿圆柱齿轮做近似强度计算。其校核公式为

$$\sigma_F=\frac{1.64KT_2}{d_1d_2m}Y_{Fa2}\leqslant[\sigma_F] \tag{10-17}$$

设计公式为

$$m^2d_1\geqslant\frac{1.64KT_2}{z_2[\sigma_F]}Y_{Fa2} \tag{10-18}$$

式中，Y_{Fa2}——蜗轮齿形系数，根据当量齿数 $z_v=\dfrac{z}{\cos^3\gamma}$，查表 10-7；

$[\sigma_F]$——蜗轮许用弯曲应力(MPa)。$[\sigma_F]=K_{FN}[\sigma_F]'$，$[\sigma_F]'$为蜗轮基本许用弯曲应力，可参考表 10-8；弯曲寿命系数 $K_{FN}=\sqrt[9]{\dfrac{10^6}{N}}$，当 $N>25\times10^7$，取 $N=25\times10^7$；当 $N<10^5$，取 $N=2.6\times10^5$。

表 10-7　蜗轮齿形系数

z_v	Y_{Fa}	z_v	Y_{Fa}	z_v	Y_{Fa}	z_v	Y_{Fa}
20	2.24	30	1.99	40	1.76	80	1.52
24	2.12	32	1.94	45	1.68	100	1.47
26	2.10	35	1.86	50	1.64	150	1.44
28	2.04	37	1.82	60	1.59	300	1.40

表 10-8　蜗轮的基本许用弯曲应力$[\sigma_F]'$(单位：MPa)

蜗轮材料	ZCuSn10P1		ZCuSn5PbZn5		ZCuAl10Fe3		灰铸铁	
							HT150	HT200
铸造方法	砂型	金属型	砂型	金属型	砂型	金属型	砂型	
单侧工作	40	56	26	32	80	90	40	48
双侧工作	29	40	22	26	57	64	28	34

3. **蜗杆的刚度计算**

当蜗杆轴在啮合部位受力后，将产生挠曲变形，挠度过大会影响正常的啮合和传动。由于蜗杆轴的挠曲是由圆周力 F_{t1} 和径向力 F_{r1} 导致的，故刚度校核式为

$$y=\frac{\sqrt{F_{t1}^2+F_{r1}^2}}{48EI}L^3\leqslant[y] \tag{10-19}$$

式中，E——蜗杆材料的弹性模量，单位为 MPa；

I——蜗杆危险截面的惯性矩，$I=\pi d_{f1}^4/64\text{mm}^4$；其中 d_{f1} 为蜗杆的齿根圆直径，单位为 mm；

L——蜗杆两端支承间的跨距，单位为 mm，初步计算时，可取 $L\approx0.9d_2$，其中 d_2 为蜗轮分度圆的直径，单位为 mm；

$[y]$——最大许用挠度，单位为 mm，一般取$[y]=d_1/1\ 000$，d_1 为蜗杆分度圆直径，单位为 mm。

4. **热平衡计算**

由于蜗杆传动的滑动速度大、效率低，发热量较大。如果闭式蜗杆传动散热条件较差，温升过高，就会使润滑油黏度下降，润滑作用减小，进而导致磨损加剧，甚至引起齿面胶合。所以，对连续工作的闭式蜗杆传动来说，必须进行热平衡计算，以保证油温能稳定在规定的范围内。达到热平衡时，传动的发热速率应和箱体的散热速率相等。

摩擦损耗的功率 $P_f=P_1(1-\eta)$，在单位时间的发热量为

$$Q_1=1000P_1(1-\eta)$$

式中，P_1——蜗杆传递的功率，单位为 kW；

η——蜗杆传动的总效率。

若为自然冷却方式，则从箱体外壁散发到周围空气中的热量为

$$Q_2=\alpha_s A(t_1-t_0)$$

式中，α_s——箱体表面散热系数，单位为 $W/m^2 \cdot ℃$，可取 $\alpha_s=12\sim18$，通风良好的环境，取大值；

A——散热面积，单位为 m^2，即箱体内表面被油浸着或油能溅到且外表面又被空气冷却的箱体表面积，凸缘及散热片的散热面积按其表面积的 50%计算；

t_0——环境温度，单位为℃，在常温下可取 $t_0=20$ ℃；

t_1——达到热平衡时的油温，单位为℃。

根据热平衡条件 $Q_1=Q_2$，可求出达到热平衡的油温为

$$t_1=\frac{1000P_1(1-\eta)}{\alpha_s A}+t_0 \tag{10-20}$$

或在既定条件下，保持正常工作温度所需要的散热面积为

$$A=\frac{1000P_1(1-\eta)}{\alpha_S(t_1-t_0)} \tag{10-21}$$

一般可限制 $t_1<60$ ℃～70 ℃，最高不超过 80 ℃。若 t_1 超过许用值，可采取以下措施，以增加传动的散热能力。

(1)在箱体外增加散热片，以增大散热面积 A(注意散热片配置的方向要有利于散热)。

(2)在蜗杆轴端设置风扇，进行人工通风，以增大表面散热系数 α_s，此时 $\alpha_s=20\sim28W/m^2℃$，如图 10-11(a)所示。

(3)在箱体油池中装设蛇形冷却管，如图 10-11(b)所示。

(4)采用压力喷油循环润滑，如图 10-11(c)所示。

初步计算时(箱体有较好散热片)，可用下式估算其散热面积

$$A\approx9\times10^{-5}a^{1.88}$$

式中，a——蜗杆传动的中心距，单位为 mm。

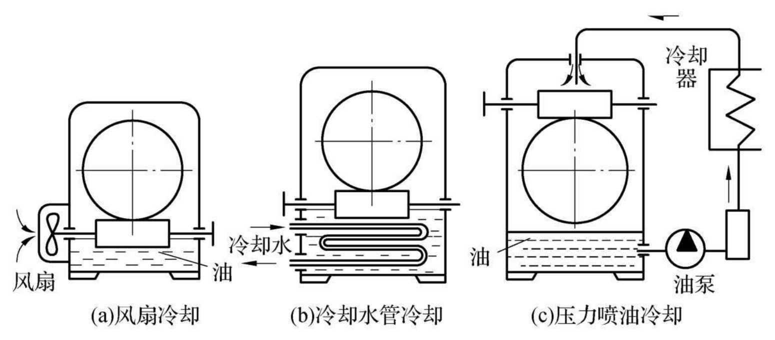


图 10-11　蜗杆传动的冷却方法

【本章要点】

(1)注意蜗杆齿廓形成特点、正确啮合条件，以及标准参数的选取面和几何参数的计算面。

(2)在蜗杆传动受力分析时，注意作用在蜗杆和蜗轮上的三对分力 F_{t1} 与 F_{a2}、F_{a1} 与 F_{t2}、F_{r1} 与 F_{r2}，彼此大小相等，方向相反。

(3)由于蜗杆传动齿面滑动速度较大，因此在选择材料时须注意材料应具有良好的减摩性、耐磨性和抗胶合能力。

(4)蜗杆传动的主要失效形式是胶合、磨损、点蚀，注意由于结构和材料的原因，其失效主要发生在蜗轮上。蜗杆传动的工作能力计算，不仅要进行蜗轮齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度计算，而且要进行蜗杆刚度计算，对闭式蜗杆传动还要进行热平衡计算。

课后习题

10-1　蜗杆传动的失效形式及计算准则是什么？制造蜗杆和蜗轮常用的材料有哪些？选择材料应满足哪些要求？

10-2　与齿轮传动相比，蜗杆传动有哪些优点？

10-3　蜗杆传动的强度计算中，为什么只须计算蜗轮轮齿的强度？

10-4　按照蜗杆形状的不同，蜗杆传动可分为哪几种类型？为什么按蜗杆而不是按蜗轮形状分类？

10-5　已知一阿基米德标准蜗杆蜗轮传动，其参数为：轴线交错角 $\Sigma=90°$，蜗杆头数 $z_1=2$，直径系数 $q=10$，蜗杆分度圆直径 $d_1=80$ mm，传动比 $i_{12}=18$。试求：

(1)模数 m、蜗杆分度圆柱导程角 γ；

(2)蜗轮齿数 z_2、分度圆柱螺旋角 β_2 和分度圆直径 d_2；

(3)蜗杆传动中心距 a。

10-6　在图 10-12 所示的各蜗杆传动中，蜗杆均为主动，试确定蜗杆、蜗轮的转向及螺旋线方向，并在图上标出蜗杆和蜗轮的圆周力和轴向力方向。

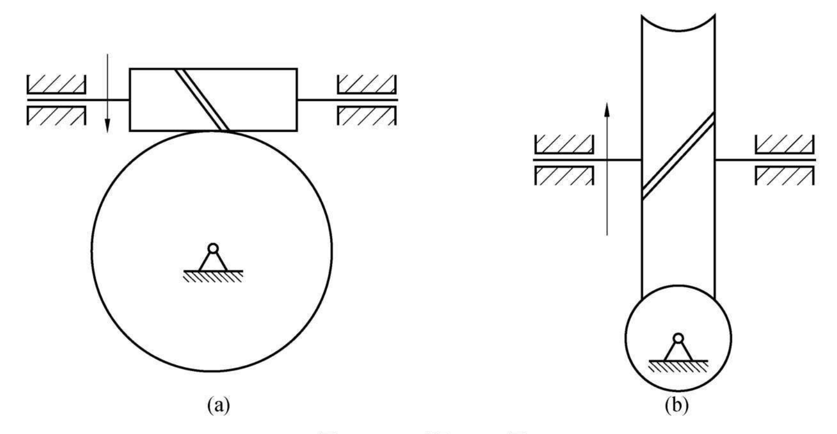


图 10-12　题 10-6 图

10-7 如图10-13所示的传动系统，已知输出轴n_6的方向。

(1)欲使各轴轴向力较小，确定蜗杆1、蜗轮2、齿轮5和6的螺旋线方向(标在图上或用文字说明)及各轴的转向；

(2)在图中标出各齿轮和蜗轮的轴向力和圆周力的方向。

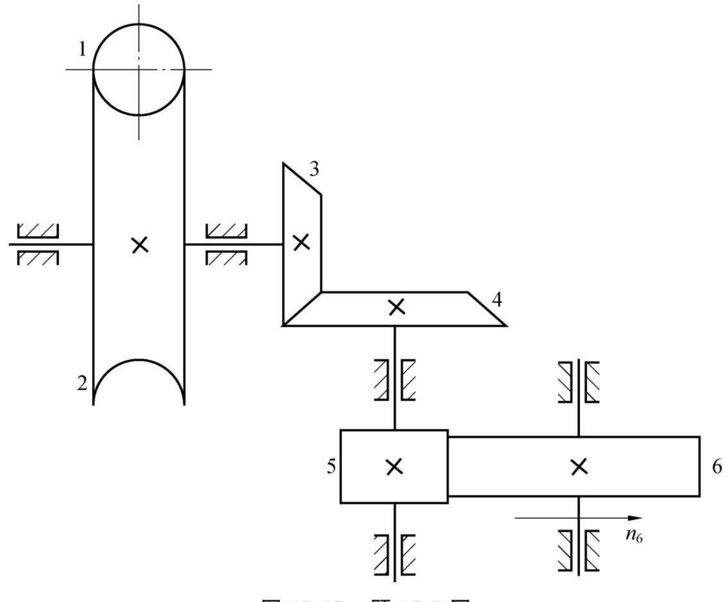


图10-13 题10-7图

10-8 如图10-14所示手动绞车采用圆柱蜗杆传动。已知$m=8$ mm，$z_1=1$，$d_1=80$ mm，$z_2=40$，卷筒直径$D=200$ mm。问：

(1)欲使重物G上升1 m，蜗杆应转多少圈？蜗杆旋向如图所示，当重物上升时，手柄应如何转动？(标在图上)

(2)蜗杆和蜗轮间的当量摩擦系数$f_v=0.18$，该机构能否自锁？

(3)若重物$G=5$ kN，手摇时施加在手柄上的力$F=100$ N，手柄转臂的长度L应该是多少？

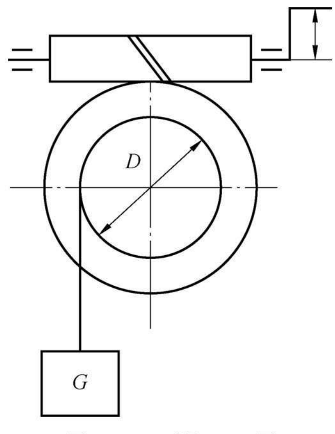


图10-14 题10-8图

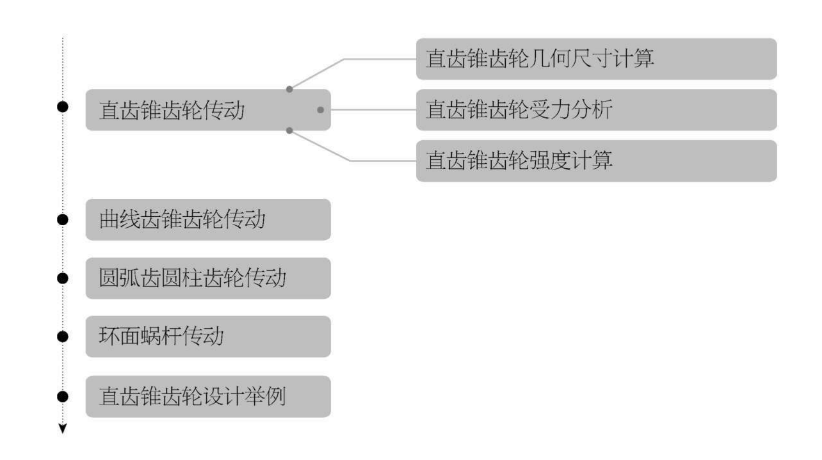
第 11 章　其他一些典型齿轮传动

【学习重点】

了解曲齿锥齿轮的分类形式、加工方法及应用特点；
熟悉圆弧齿圆柱齿轮及环面蜗杆传动的特点；
掌握直齿锥齿轮的几何设计及强度计算。

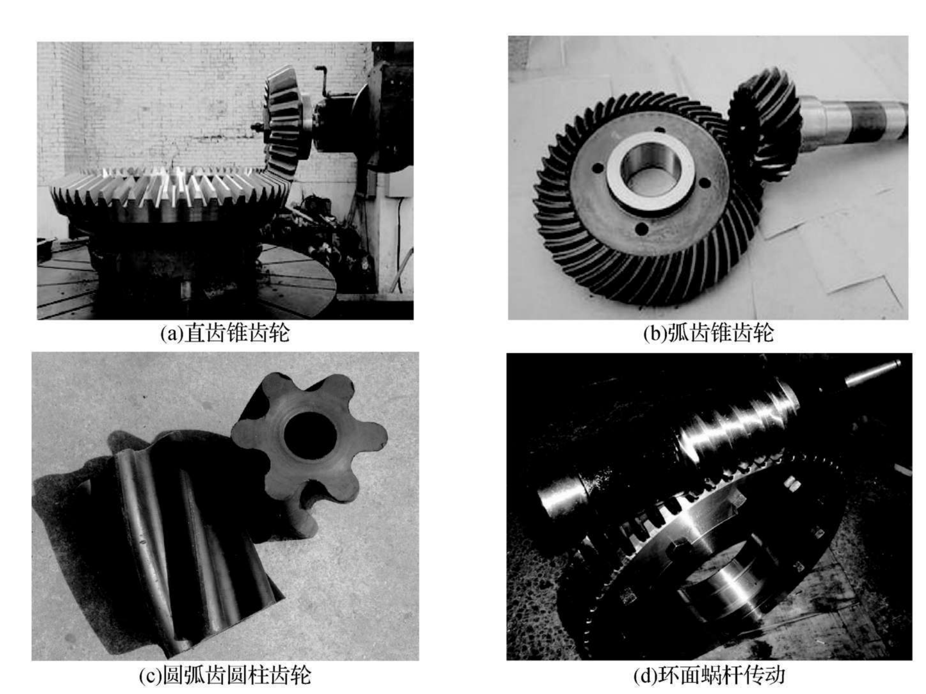
【学习难点】

直齿锥齿轮受力分析及强度计算。



【本章导入】

在工程实践中，除了常见的标准直齿圆柱齿轮传动、斜齿圆柱齿轮传动和圆柱蜗杆传动外，还有一些典型的齿轮传动，应用也非常广泛，如直齿锥齿轮传动、曲齿锥齿轮传动、圆弧齿圆柱齿轮传动、环面蜗杆传动等，如图 11-1 所示。这些典型的传动类型因其齿面形状为曲面，所以在传动性能上具有重合度大、承载能力高、传动平稳、噪声低等优点，因此在工程应用上有逐渐替代传统传动的趋势。



(a)直齿锥齿轮　(b)弧齿锥齿轮

(c)圆弧齿圆柱齿轮　(d)环面蜗杆传动

图 11-1　典型的传动类型

你了解汽车驱动桥传动吗？驱动桥中选用了哪种齿轮传动类型？假如采用弧齿锥齿轮传动，应该选用哪种齿制？选用哪种加工方法？本章将对一些典型的齿轮传动进行简单介绍，供大家在设计时参考。

11.1　直齿锥齿轮传动

锥齿轮用来实现两相交轴或相错轴之间的运动和动力传递，两轴夹角可根据传动需要确定，一般多采用直角传动，即轴夹角为 90°。锥齿轮按照轮齿形状可分为直齿、斜齿和曲齿等类型，其中直齿锥齿轮设计、制造较为简单，比较常见，斜齿锥齿轮已被曲齿锥齿轮所替代。由于直齿锥齿轮制造精度较低，并且在传动中同时啮合齿数较少，易产生冲击，这导致在工作时振动和噪声较大，所以一般用于低速传动(线速度<5 m/s)。本节只讨论轴夹角 $\Sigma=90°$ 的标准直齿锥齿轮几何设计及强度计算。

11.1.1　直齿锥齿轮几何尺寸计算

直齿锥齿轮主要几何参数包括齿数比 u、大端端面模数 m_{et}、压力角 α、齿宽 b、外锥距 R、大端分度圆直径 d_e、大端顶圆直径 d_a、参考点分度圆直径 d_m、齿顶高 h_a、齿根高 h_f、节锥角 δ、面锥角 δ_a、根锥角 δ_f、冠顶距 J、大端分度圆弧齿厚 s 等。图 11-2 为直齿锥齿轮传动的几何参数。

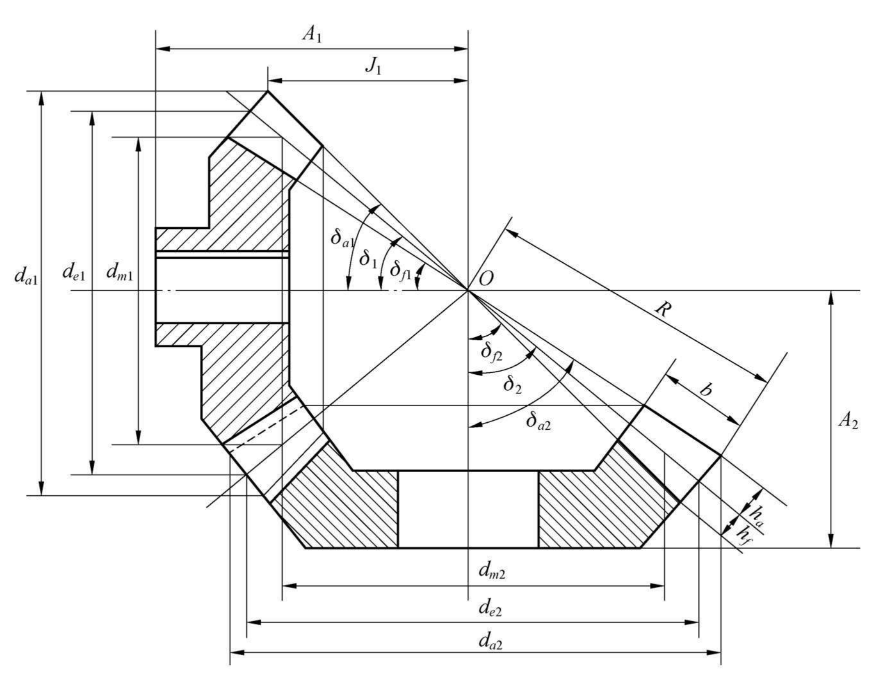


图 11-2　直齿锥齿轮传动的几何参数

直齿锥齿轮的几何参数计算公式如下：

(1)齿数比 $u=z_2/z_1$，其中 z_1 为小轮齿数，z_2 为大轮齿数。

(2)大端端面模数 m_{et} 为标准值，可查表选取，也可先根据大端分度圆直径初值计算得到，再取标准值。

(3)压力角 $\alpha=20°$。

(4)大端分度圆直径 $d_e=m_{et}z$，z 为齿轮齿数。

(5)小轮节锥角 $\delta_1=\arctan(z_1/z_2)$，大轮节锥角 $\delta_2=\arctan(z_2/z_1)$。

(6)外锥距 $R=0.5d_e/\sin\delta$。

(7)齿顶高 $h_a=h_a^* m_{et}$，$h_a^*=1$ 为齿顶高系数；齿根高 $h_f=(h_a^*+c^*)m_{et}$，$c^*=0.25$ 为顶隙系数。

(8)齿宽 b 取 $b=0.3R$ 和 $b=10m_{et}$ 中较小者。

(9)参考点分度圆直径 $d_m=2(R-0.5b)\sin\delta$。

(10)大端顶圆直径 $d_a=d_e+2h_a\cos\delta$。

(11)按不等顶隙计算，面锥角 $\delta_a=\delta+\arctan(h_a/R)$；根锥角 $\delta_f=\delta-\arctan(h_f/R)$。

(12)冠顶距 $J=\sqrt{R^2+h_a^2}\cos\delta_a$。

(13)大端分度圆弧齿厚 $s=\pi m_{et}/2$。

11.1.2 直齿锥齿轮受力分析

如图 11-3 所示，法向载荷 F_n 作用在齿宽中点（节点）处。法向载荷 F_n 可分解为三个相互垂直的力：圆周力 F_t、径向力 F_r 和轴向力 F_a，各个力的计算公式如下：

$$\left.\begin{aligned} &F_t=2T_1/d_{m1}\\ &F_{r1}=F'\cos\delta_1=F_t\tan\alpha\cos\delta_1=F_{a2}\\ &F_{a1}=F'\sin\delta_1=F_t\tan\alpha\sin\delta_1=F_{r2}\end{aligned}\right\}\tag{11-1}$$

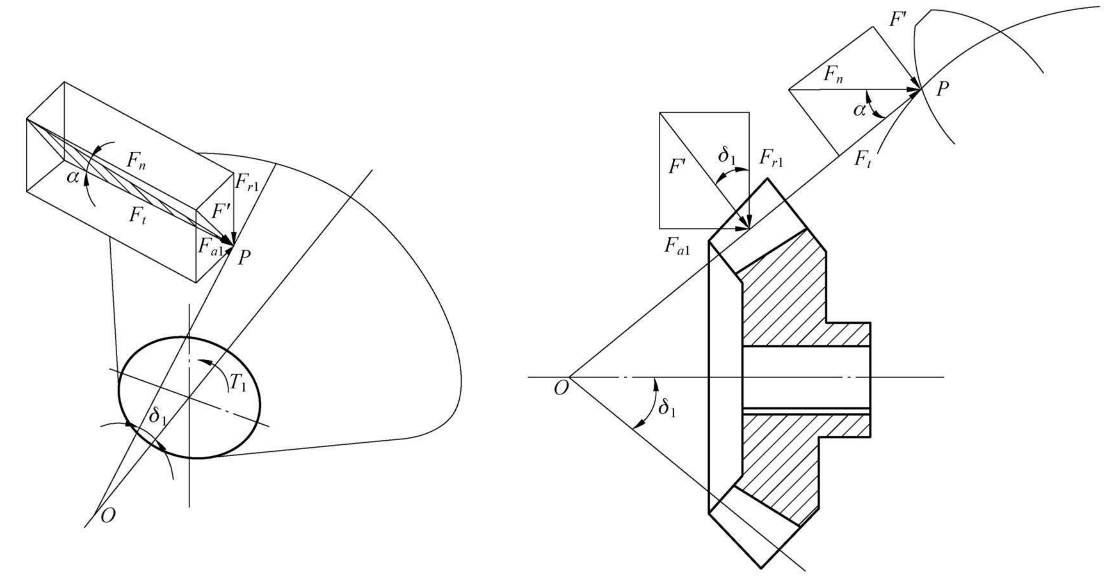


图 11-3 直齿锥齿轮的受力分析

各个力的方向判断方法：圆周力方向在主动轮上与回转方向相反，在从动轮上与回转方向相同；径向力方向分别指向各自轮心；轴向力方向由锥齿轮小端指向大端。

11.1.3 直齿锥齿轮强度计算

【小提示】

直齿锥齿轮以大端端面模数为标准。

1. 齿根弯曲疲劳强度计算

直齿锥齿轮的弯曲疲劳强度可近似地按照平均分度圆处的当量圆柱齿轮进行计算，因此可直接利用直齿圆柱齿轮的齿根弯曲强度公式来得到直齿锥齿轮齿根弯曲疲劳强度的计算公式：

$$\sigma_F=\frac{KF_tY_{Sa}Y_{Fa}}{bm_m}\leqslant[\sigma_F]\tag{11-2}$$

式中，K——载荷系数；

Y_{Sa}——齿根应力修正系数；

Y_{Fa}——齿形系数，可按当量齿数查表确定；

m_m——直齿锥齿轮平均模数，$m_m=m_{et}(1-0.5\varphi_R)$，齿宽系数 $\varphi_R=b/R=0.25\sim0.35$。

将 b、F_t 展开可得

$$\left.\begin{aligned}b&=R\varphi_R=0.5d_1\varphi_R\sqrt{1+u^2}=0.5m_{et}z_1\varphi_R\sqrt{1+u^2}\\F_t&=2T_1/d_{m1}=2T_1/(m_mz_1)=2T_1/(m_{et}[1-0.5\varphi_R)z_1]\end{aligned}\right\}\tag{11-3}$$

将式(11-3)代入式(11-2)可得

$$m_{et}\geqslant\left[\frac{4KT_1}{\varphi_R\ (1-0.5\varphi_R)^2z_1^2\sqrt{1+u^2}}\cdot\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}\right]^{\frac{1}{3}}\tag{11-4}$$

2. **齿面接触疲劳强度计算**

直齿锥齿轮的齿面接触疲劳强度，仍按平均分度圆处的当量圆柱齿轮计算，工作齿宽 L 为锥齿轮的齿宽 b。计算齿面接触疲劳强度时，齿面综合曲率为

$$\frac{1}{\rho_\Sigma}=\frac{1}{\rho_{v1}}+\frac{1}{\rho_{v2}}\tag{11-5}$$

式中，ρ_{v1} 和 ρ_{v2} 分别为

$$\left.\begin{aligned}\rho_{v1}&=0.5d_{v1}\sin\alpha=0.5d_{m1}\sin\alpha/\cos\delta_1\\\rho_{v2}&=0.5u_vd_{v1}\sin\alpha=0.5u_vd_{m1}\sin\alpha/\cos\delta_1\end{aligned}\right\}\tag{11-6}$$

将式(11-6)代入式(11-5)可得

$$\frac{1}{\rho_\Sigma}=\frac{2\cos\delta_1}{d_{m1}\sin\alpha}(1+\frac{1}{u_v})=\frac{2u/\sqrt{1+u^2}}{d_1(1-0.5\varphi_R)\sin\alpha}(1+\frac{1}{u^2})\tag{11-7}$$

赫兹公式为

$$\sigma_H=Z_E\sqrt{\frac{F_{nc}}{\rho_\Sigma L}}=Z_E\sqrt{\frac{KF_t}{\rho_\Sigma b\cos\alpha}}\tag{11-8}$$

把式(11-7)代入式(11-8)可得

$$\begin{aligned}\sigma_H&=Z_E\sqrt{\frac{F_{nc}}{\rho_\Sigma L}}=Z_E\sqrt{\frac{KF_t}{b\cos\alpha}\cdot\frac{2\cos\delta_1}{d_{m1}\sin\alpha}(1+\frac{1}{u^2})}\\&=Z_EZ_H\sqrt{\frac{KF_t}{b}\cdot\frac{u/\sqrt{1+u^2}}{d_1(1-0.5\varphi_R)}(\frac{1+u^2}{u^2})}\\&=Z_EZ_H\sqrt{\frac{2KT_1}{(1-0.5\varphi_R)^2bd_1^2}\cdot\frac{\sqrt{1+u^2}}{u}}\\&=Z_EZ_H\sqrt{\frac{4KT_1}{(1-0.5\varphi_R)^2u\varphi_Rd_1^3}}\leqslant[\sigma_H]\end{aligned}\tag{11-9}$$

对于标准直齿锥齿轮，$\alpha=20°$，$Z_H=2.5$，代入式(11-9)可得

$$\sigma_H=5Z_E\sqrt{\frac{KT_1}{(1-0.5\varphi_R)^2u\varphi_Rd_1^3}}\leqslant[\sigma_H]\tag{11-10}$$

$$d_1\geqslant2.92\left[\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2\frac{KT_1}{(1-0.5\varphi_R)^2u\varphi_R}\right]^{\frac{1}{3}}\tag{11-11}$$

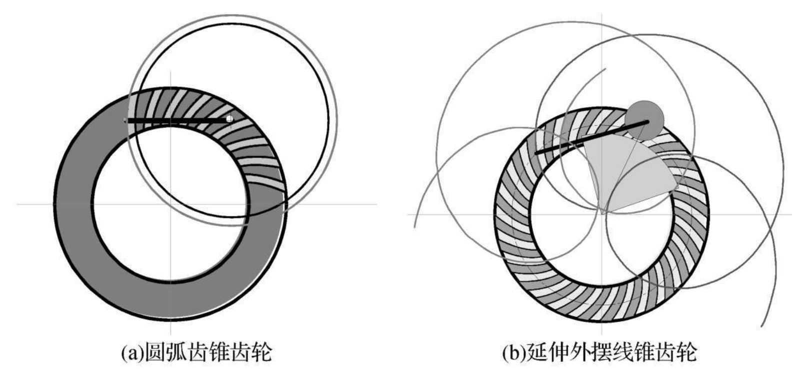
11.2 曲线齿锥齿轮传动

曲线齿锥齿轮(俗称螺旋锥齿轮)用于相交轴或相错轴之间的运动和动力传递，在传动过程中，轮齿从一端向另一端逐渐接触，同时啮合齿数较直齿锥齿轮副多，因此具有重合度大、传动平稳、承载能力高、噪声低等优点，适合于高速齿轮传动。曲线齿锥齿轮在汽车、拖拉机、机床及航空航天航海等领域已得到广泛的应用。

曲线齿锥齿轮种类较多，具体分类形式如下。

1. 按齿长曲线分类

曲线齿锥齿轮按齿长曲线可分为圆弧齿锥齿轮和摆线齿锥齿轮，如图 11-4 所示。曲线齿锥齿轮一般是按照假想产形轮原理加工的，如果假想产形轮齿长曲线为一段圆弧，则加工出来的齿轮称为圆弧齿锥齿轮；如果假想产形轮齿长曲线为延伸外摆线的一部分，则加工出来的齿轮称为延伸外摆线锥齿轮。

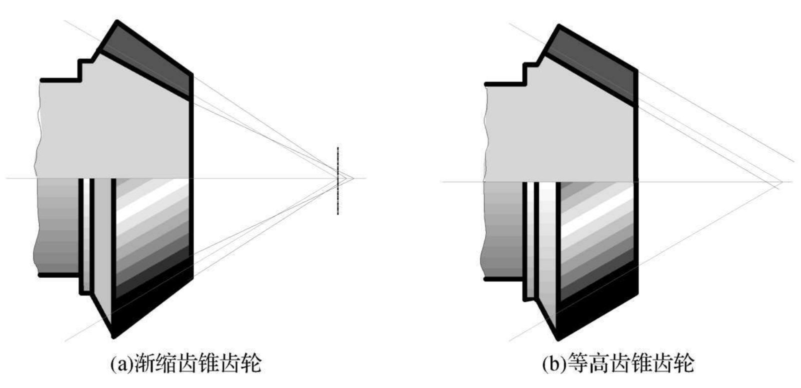


(a)圆弧齿锥齿轮　(b)延伸外摆线锥齿轮

图 11-4　圆弧齿锥齿轮和摆线齿锥齿轮

2. 按齿高形式分类

曲线齿锥齿轮按齿高形式分为渐缩齿和等高齿，如图 11-5 所示。锥齿轮沿齿长方向从大端至小端，齿高按比例逐渐收缩，则称其为渐缩齿或收缩齿；如果从大端至小端，沿齿长方向齿高保持不变，即齿高相等，则称其为等高齿。

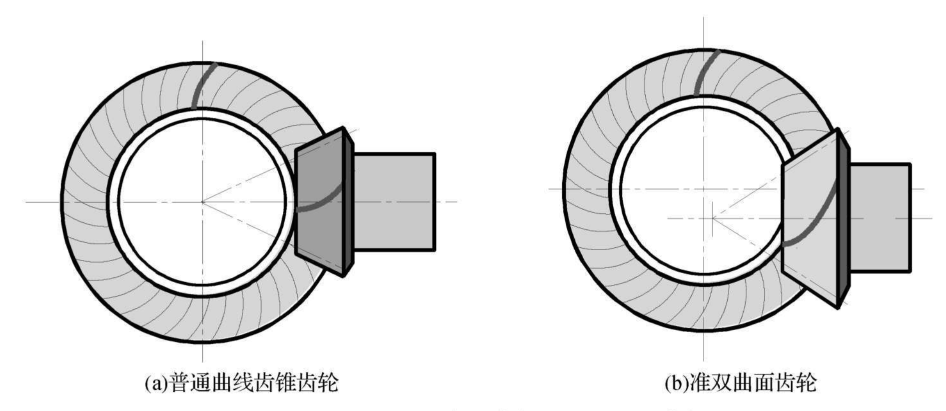


(a)渐缩齿锥齿轮　(b)等高齿锥齿轮

图 11-5　渐缩齿锥齿轮和等高齿锥齿轮

3. 按两轴空间位置形式分类

曲线齿锥齿轮按两轴空间形式分为普通曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮，如图 11-6 所示。普通曲线齿锥齿轮两根齿轮轴线相互垂直，并且相交于一点；准双曲面齿轮两根齿轮轴线相互垂直，但在空间上，两根轴线相互交错，存在一偏置距(两根轴线公垂线之间的距离)。

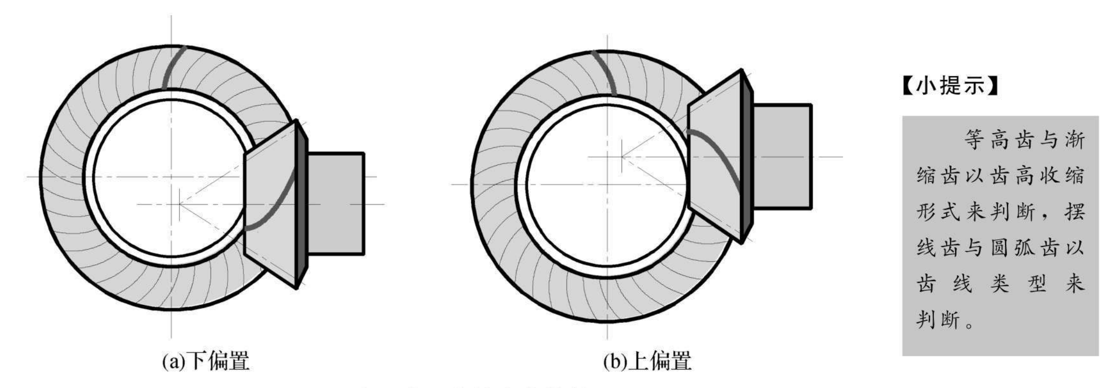


(a)普通曲线齿锥齿轮　　(b)准双曲面齿轮

图 11-6　普通曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮

偏置距的存在，使得大、小轮轴线不相交，小轮轴线可从大齿轮轴下穿过，避免小轮的悬臂布置，这样，可做成两端支承结构，增大了小轮的刚性。此外，偏置距的存在导致大轮螺旋角 β_{m2} 和小轮螺旋角 β_{m1} 不相等，一般 $\beta_{m1}>\beta_{m2}$，这将使准双曲面齿轮的小轮直径要比同等条件下普通曲线齿锥齿轮小轮直径要大。因此准双曲面齿轮小轮要比同等条件下弧齿锥齿轮小轮具有更大的强度和刚性，可用于更高的传动比。

对于准双曲面齿轮，按照偏置形式分为上偏置和下偏置，如图 11-7 所示。采用下偏置有利于降低传动装置的高度，降低汽车的重心，提高汽车运行的平稳性和舒适性；采用上偏置将抬高传动装置的高度，增加汽车的越野性能。



(a)下偏置　　(b)上偏置

图 11-7　准双曲面齿轮小轮的偏置

【小提示】

等高齿与渐缩齿以齿高收缩形式来判断，摆线齿与圆弧齿以齿线类型来判断。

4. 按加工方法分类

曲线齿锥齿轮按加工方法分为端面铣齿法(Face-milling)和端面滚齿法(Face-hobbing)。端面铣齿法采用单齿分度，即加工完一个齿槽，工件后退，完成分度后，再进行下一个齿槽的加工。端面铣齿法一般用于弧齿锥齿轮的加工。端面滚齿法采用连续分度法加工，即加工时，工件和刀盘按照

一定速比对滚，进行连续切削，工件在进给的过程中完成所有齿槽的加工。端面滚齿法主要用于延伸外摆线锥齿轮的加工。

5. 按齿制分类

曲线齿锥齿轮按齿制分为格里森制、奥利康制和克林贝格制，简称“格”制、“奥”制和“克”制，分别来自美国的格里森公司、瑞士的奥利康公司和德国的克林贝格公司，现在奥利康公司已被克林贝格公司兼并，两者合为一家。早些时期，格里森公司加工收缩齿圆弧齿锥齿轮，奥利康公司和克林贝格公司加工等高齿延伸外摆线齿锥齿轮。现在两家公司都开发了六轴联动数控铣齿机及相应设备，研发了软件系统及刀具系统，既可用间歇分度法加工圆弧齿制，也可采用连续分度法加工摆线齿制。

11.3 圆弧齿圆柱齿轮传动

渐开线圆柱齿轮传动具有易于精确加工、便于安装、中心距误差不影响承载能力等优点，但是存在下列缺点。

(1)渐开线齿轮外啮合时，其接触点的综合曲率半径较小，限制了承载能力的大幅度提高。

(2)轮齿间的接触是线接触，对制造和安装误差比较敏感，易引起轮齿上载荷集中，降低承载能力。

(3)齿廓间滑动系数是变化的，易造成磨损不均匀。

为了克服渐开线圆柱齿轮的这些缺点，人们研究和发展了圆弧齿圆柱齿轮传动，简称圆弧齿轮。圆弧齿轮传动是一种平行轴斜齿轮传动，其端面或法面齿廓为圆弧，通常小齿轮 1 做成凸齿，大齿轮 2 做成凹齿(图 11-8)，凸齿的齿廓圆心多在节圆上，凹齿的齿廓圆心略偏于节圆外，凹齿的齿廓半径 ρ_2 略大于凸齿的齿廓半径 ρ_1，因此，轮齿在端面上是点接触。

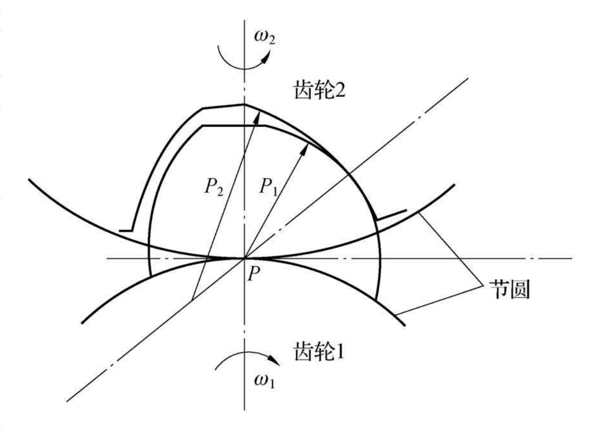


图 11-8 圆弧齿廓瞬时啮合

圆弧齿轮传动有下列特点。

(1)圆弧齿轮传动啮合轮齿的综合曲率半径较大，轮齿具有较高的接触强度。用于低速和中速的软齿面圆弧齿轮传动，其接触承载能力至少为渐开线直齿圆柱齿轮传动的 1.75 倍，其弯曲强度虽不够理想，但仍优于渐开线齿轮。

(2)圆弧齿轮传动具有良好的跑合性，经啮合后，相啮合的轮齿能紧密贴合，实际啮合面积大。轮齿在啮合过程中主要是滚动摩擦，啮合点又以相当高的速度沿啮合移动，对齿面间油膜形成有利，不仅可减少啮合摩擦损失，提高传动效率，而且有助于提高齿面的接触强度和耐磨性。

(3)圆弧齿轮无根切现象，因此齿数可减少至6～8个，可以实现较大的传动比。

(4)圆弧齿轮传动中心距的偏差，对轮齿沿齿高的正常接触影响很大，它可降低承载能力，因而对中心距的精度要求较高。

随着近年来的不断研究，圆弧齿轮已由单圆弧齿轮传动发展到双圆弧齿轮传动。双圆弧齿轮齿顶部为凸齿，齿根部为凹齿，相当于两对单圆弧齿的复合。工作时，一对是凸齿带动凹齿，另一对是凹齿带动凸齿。相对单圆弧齿轮传动，双圆弧齿轮传动不仅接触线长，而且主、从动轮齿根较厚，齿面接触强度、齿根弯曲强度以及耐磨性均得到更大提高。圆弧齿轮近年来在冶金、矿山、化工、起重运输等机械中得到广泛的应用。

11.4　环面蜗杆传动

环面蜗杆传动的特征是蜗杆体在轴向的外形是以凹圆弧为母线所形成的旋转曲面，所以把这种蜗杆传动叫作环面蜗杆传动，如图 11-9 所示。在这种传动的啮合带内，蜗轮的节圆位于蜗杆的节弧面上，亦即蜗杆的节弧沿蜗轮的节圆包着蜗轮。

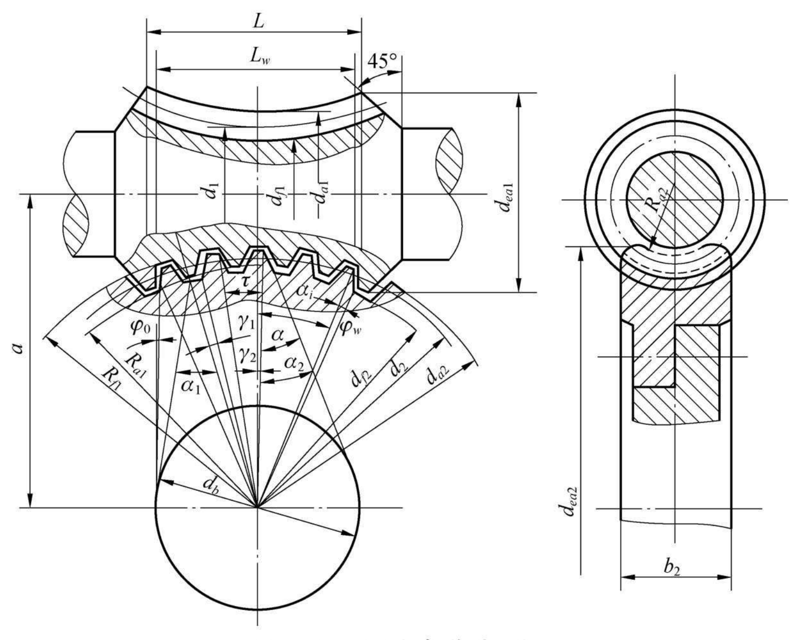


图 11-9　环面蜗杆传动几何

与圆柱蜗杆传动相比，环面蜗杆传动具有以下优点。

①蜗杆和蜗轮互相包围，能实现多齿接触和双线接触。

②接触线和相对滑动速度方向之间的夹角接近 90°，易于形成润滑油膜。

③相啮合齿面间综合曲率半径较大，因而承载能力大大高于普通圆柱蜗杆传动。由于具有这些优点，因而环面蜗杆承载能力为阿基米德蜗杆传动的 2～4 倍，效率一般高达 0.85～0.9。

但是环面蜗杆传动在制造和安装上都比较复杂，对制造和安装精度要求也比较高。此外，由于提高了承载能力而相对地减小了外廓尺寸和散热面积，因而需要考虑人工的冷却方法。

环面蜗杆传动分为两种类型：直线环面蜗杆传动和包络环面蜗杆传动。

直线环面蜗杆传动中，蜗杆螺旋面是以直线为母线做螺旋运动而形成，故蜗杆轴向齿廓为直线。直线环面蜗杆难于用砂轮精确磨削，对加工蜗杆和蜗轮用的滚刀的精度要求很高，故蜗杆和蜗轮表面的粗糙度难以降低。

为了克服直线环面蜗杆难于精确磨削的缺点，可以用平面或简单曲面代替直母线作为蜗杆螺旋面的母面，按包络法展成蜗杆螺旋面。按包络法形成的环面蜗杆称为包络环面蜗杆。

由于包络环面蜗杆的齿面由平面或简单曲面包络形成，故可以精确磨削，这不仅可以提高加工精度，而且可以采用硬齿面以提高承载能力。平面一次包络环面蜗杆传动的蜗轮不能包围蜗杆，故承载能力相对低些。因此，可用包络蜗杆的基本参数作为制造蜗轮滚刀的参数，并按共轭运动重新包络出新的蜗轮。新蜗轮与原包络蜗杆组成的蜗杆传动称为平面二次包络环面蜗杆传动。在这种蜗杆传动中，蜗杆和蜗轮交互包围。蜗杆可用砂轮磨削，工作时可实现双线接触，承载能力和效率均较高。

11.5 直齿锥齿轮设计举例

[例 11-1] 设计用于螺旋输送机的闭式直齿锥齿轮传动，轴夹角$\Sigma=90°$，传递功率 $P_1=2.4$ kW，转速 $n_1=200$ r/min，齿数比 $u=3.125$。

解：小轮转矩为 $T_1=9550\times P_1/n_1=9550\times 2.4/200$ N·m$=114.6$ N·m。

查阅《齿轮手册》“锥齿轮及准双曲面齿轮传动篇”图 5-2-2 和图 5-2-3，取其中较大值，可得小轮大端分度圆直径初值 $d_{e10}=55$ mm。

查阅《齿轮手册》“锥齿轮及准双曲面齿轮传动篇”图 5-2-7，可得小轮齿数为 $z_1=19$，则大轮齿数为 $z_2=uz_1=59$(圆整后)。

大端端面模数初值为 $m_{et0}=d_{e10}/z_1=2.895$ mm，取标准值为 $m_{et}=3$ mm。

小轮节锥角为 $\delta_1=\arctan(z_1/z_2)=17.85°$。

大端锥距为 $R=0.5m_{et}z_1/\sin\delta_1=92.977$ mm。

取 $b=0.3R$ 和 $b=10m_{et}$ 中较小者，可得 $b=28$ mm。

接下来便可按照前文 11.1.1 小节中的计算公式进行几何设计。

大端分度圆直径 $d_{e1}=m_{et}z_1=57$ mm，$d_{e2}=m_{et}z_2=177$ mm。

节锥角 $\delta_1=\arctan(z_1/z_2)=17.85°$，$\delta_2=\arctan(z_2/z_1)=72.15°$。

齿顶高 $h_a=h_a^* m_{et}=3$ mm，齿根高 $h_f=(h_a^*+c^*)m_{et}=3.75$ mm，全齿高 $h=6.75$ mm。

大端顶圆直径 $d_{a1}=d_{e1}+2h_a\cos\delta_1=62.711$ mm，$d_{a2}=d_{e2}+2h_a\cos\delta_2=178.839$ mm。

参考点分度圆直径 $d_{m1}=2(R-0.5b)\sin\delta_1=48.417$ mm，$d_{m2}=2(R-0.5b)\sin\delta_2=150.35$ mm。

面锥角 $\delta_{a1}=\delta_1+\arctan(h_a/R)=19.698°$，$\delta_{a2}=\delta_2+\arctan(h_a/R)=74°$。

根锥角 $\delta_{f1}=\delta_1-\arctan(h_f/R)=15.54°$，$\delta_{f2}=\delta_2-\arctan(h_f/R)=69.84°$。

大端分度圆弧齿厚 $s=\pi m_{et}=9.425$ mm。

小轮圆周力 $F_t=2T_1/d_{m1}=2\times 114\,600/48.417=4733.874$ N。

小轮径向力 $F_{r1}=F_t\tan\alpha\cos\delta_1=1640$ N。

小轮轴向力 $F_{a1}=F_t\tan\alpha\sin\delta_1=528.14$ N。

大轮轴向力 $F_{a2}=F_{r1}=1640$ N。

大轮径向力 $F_{r2}=F_{a1}=528.14$ N。

【本章要点】

(1)锥齿轮传动有两种类型：直齿锥齿轮传动和曲齿锥齿轮传动。

(2)介绍了曲齿锥齿轮的分类方法，圆弧齿圆柱齿轮和环面蜗杆传动特点的。

(3)重点为直齿锥齿轮的几何参数计算方法，直齿锥齿轮齿根弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度的计算方法。

课后习题

11-1　直齿锥齿轮为什么多用于低速传动场合？

11-2　曲齿锥齿轮有哪几种分类方法？普通曲齿锥齿轮与准双曲面齿轮有什么区别？

11-3　圆弧齿圆柱齿轮与渐开线圆柱齿轮相比有哪些优点？

11-4　环面蜗杆相比较普通圆柱蜗杆传动有哪些优缺点？

11-5　直齿圆锥一斜齿轮圆柱齿轮减速器如图 11-10 所示。已知锥齿轮模数 $m=5$ mm，齿宽 $b=45$ mm，小轮齿数 $z_1=27$，大轮齿数 $z_2=40$。试对该直齿锥齿轮副进行几何设计，并对图中齿轮进行受力分析。

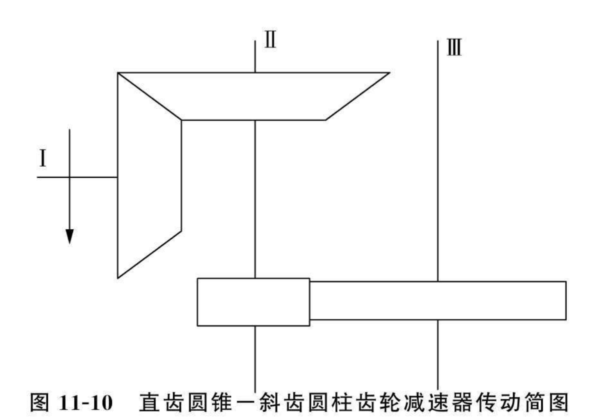


图 11-10　直齿圆锥一斜齿圆柱齿轮减速器传动简图

第 12 章　其他类型的机械传动形式

【学习重点】

了解其他机械传动类型；

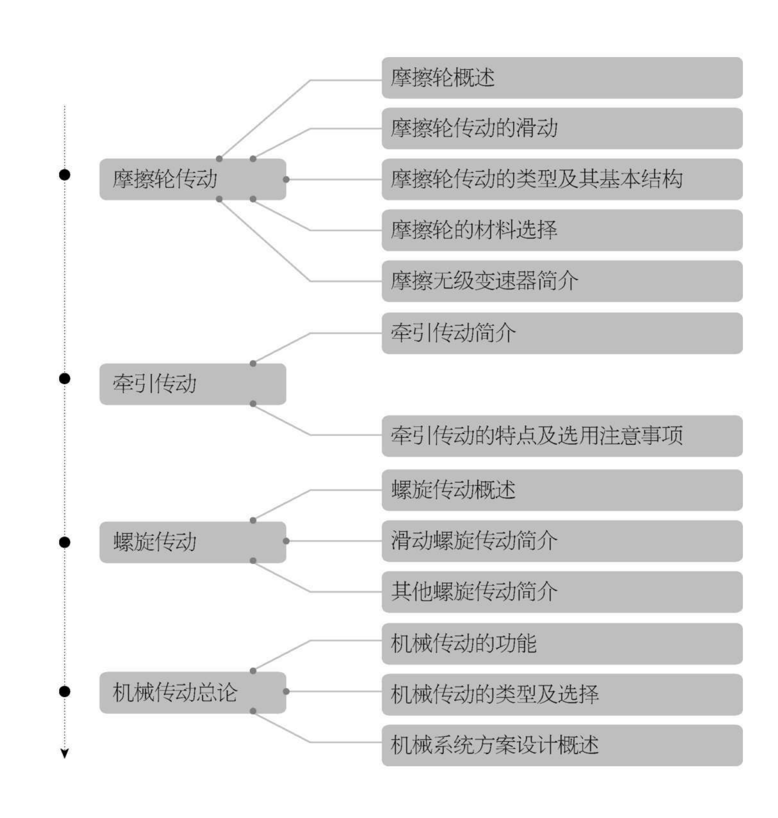
了解各种摩擦轮机构特点，传动比、选用材料、适用场合；

了解无级传动装置的类型和特点；

理解机械传动大体分类形式：摩擦传动和啮合传动。

【学习难点】

机械传动是如何分类的，摩擦轮传动特点和失效形式及计算方法，不同类型摩擦轮及不同材料摩擦轮的使用场合。几种摩擦无级变速器的原理，牵引传动的原理、特点和适用场合。螺旋传动的运动分类及运动关系。不同类型机械传动的特性。机械系统方案设计步骤。



【本章导入】

机械传动形式多样，若按照大类可以分为两类：摩擦传动和啮合传动，如图 12-1 所示。前者借助于摩擦力传递运动和载荷，主要包含带传动、绳传动、摩擦轮传动；后者借助于主、从动件的啮合，主要包含齿轮传动、链传动、螺旋传动和谐波传动。摩擦传动的特点是易实现无级变速，过载时打滑可以起到缓冲和保护作用，但传动效率不高，不能保证准确的传动比，因此不能用于大功率场合；啮合传动则相反，其传动效率高，传动比准确，特别是一些多级传动时，其效率损失小，可用于大功率场合，但必须有足够的制造精度和安装精度才能保证。

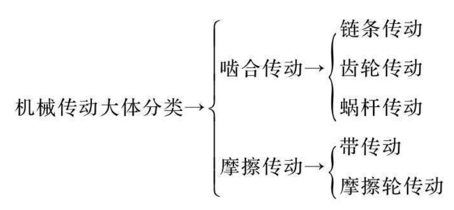


图 12-1　机械传动大体分类图

假如你是设计师：你首先应该考虑传递运动还是传递扭矩？确定采用何种传动方式？传动比的要求是什么？传动效率的高低如何？传动的复杂性如何？确定合适的传动类型，还有哪些传动类型未涉及，本章对此进行补充。

12.1　摩擦轮传动

12.1.1　摩擦轮概述

1. 摩擦轮传动的工作原理及应用

摩擦轮传动主要依靠主、从动轮接触并产生摩擦力来传递转矩的，因此主、从动轮必须事先压紧。摩擦轮传动主要应用于机械中的无级变速机构，其他大型装备、机床、仪表中也广泛采用。摩擦轮传动的基本形式可以分为圆柱平摩擦轮传动、圆柱槽摩擦轮传动和圆锥摩擦轮传动。无论哪种形式，摩擦轮传动都不可避免地产生弹性滑动，过载时会出现打滑的现象。

如图 12-2(a)所示的是最简单的摩擦轮传动，它由两个相互压紧的摩擦轮及压紧装置等组成，依靠两摩擦轮接触面间的切向摩擦力传递运动和动力。其工作原理是：摩擦轮 A 与摩擦轮 B 相互压紧后，在接触处产生压紧力 Q，当主动轮 A 逆时针回转时，摩擦力即带动从动轮 B 顺时针回转。此时驱动从动轮所需的工作圆周力 F_1，应小于两摩擦轮接触所能产生的最大摩擦力 f_Q(f 为摩擦系数，其值与摩擦材料，表面状态及工作情况有关)。

摩擦轮传动可用于两平行轴之间[图 12-2(a)]，或两相交轴之间[图 12-2(b)]及两交错轴之间的传动，其实物模型如图 12-3 所示。传递的功率可以从小型仪表中的很小到大型锻压设备中的很大，但一般不超过 20 kW，传动比最大可达到 10，但一般不超过 7，圆周速度可以由很低到 25 m/s。

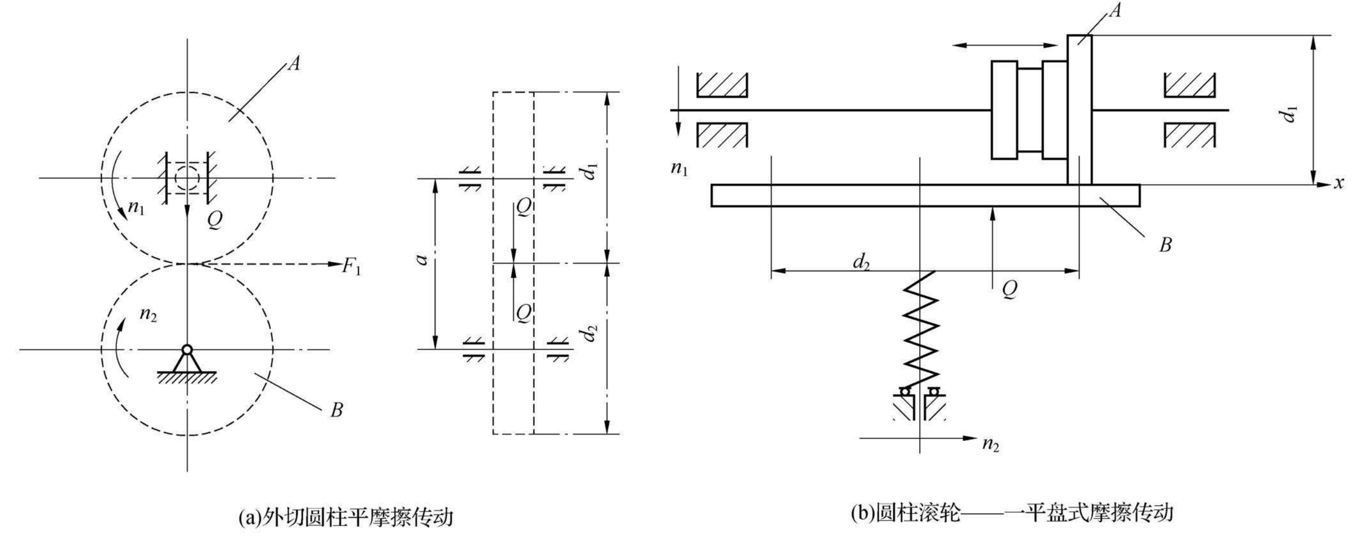


图 12-2 摩擦传动原理

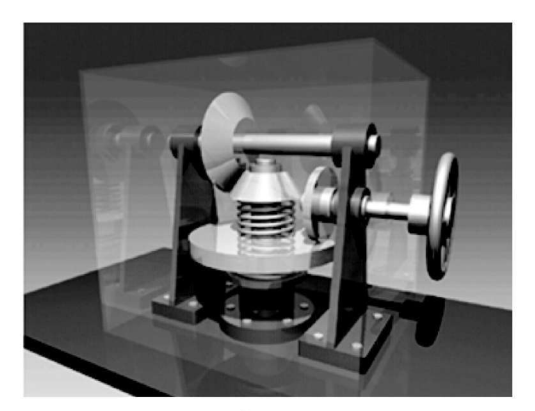


图 12-3 摩擦轮传动机构

2. 摩擦轮传动的特点

摩擦轮传动的特点具有结构简单，制造容易，过载时打滑，能够保护零件，传动平稳，无噪声，可用于较高转速的传动中，易于连续平缓地无极变速等优点，因而具有较大的应用范围。但由于其在运转中存在滑动，传动效率低，传动比不能保持准确，结构尺寸大以及作用于轴和轴承上的载荷大，承受过载冲击能力差的缺点，因而只适宜传递动力不大的场合。

12.1.2 摩擦轮传动的滑动

1. 弹性滑动

如图 12-4 所示，当摩擦轮传动时，主动轮 1 依靠与从动轮之间的接触摩擦传递运动和动力，而主动轮所受的摩擦力与其速度方向相反，从动轮所受的摩擦力与其速度方向相同。由于接触区内摩擦力的作用，结果造成主动轮的表层在进入接触区时受到压缩，因而，两摩擦轮的表层都会产生不同程度的切向弹性变形，与理论上两个相切圆做纯滚动相比，从动轮上指定点落后于主动轮上对应

点的位置，由此引起的相对滑动叫作弹性滑动。弹性滑动使得从动轮的速度落后于主动轮的速度，摩擦轮的磨损加剧和工作表面温度升高等，它是摩擦传动的固有现象，是不可避免的。

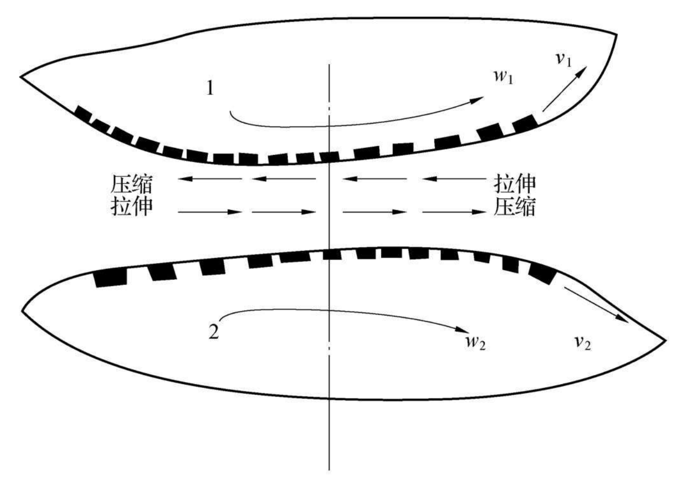


图 12-4　摩擦轮传动的弹性滑动

2. 打滑和几何滑动

摩擦轮传动时，主动轮作用在从动轮上的驱动圆周力 F_1，应等于接触面上所产生的全部摩擦力的总会。当从动轮的阻抗圆周率增大到超过接触区所能产生的最大摩擦力 f_Q 值时，全部接触区表面将发生显著的相对滑动，这种现象称为打滑。打滑时的载荷即为摩擦传动的极限载荷。

打滑会使摩擦轮表面的磨损加剧而降低工作寿命，正常工作时，不应发生打滑现象，但当机器启动或者变速的短暂时间内，由于惯性力的影响，打滑是很难避免的。

如图 12-5 所示，图 12-5(a)图为圆柱滚子——平盘式端面摩擦轮传动，图 12-5(b)图所示为两顶点不重合的圆锥摩擦轮传动，由于有一定的接触宽度，在两轮的接触线上，只有 p 点(节点)的圆周速度相等，其他各点都有不同程度的速度差，因而两轮间就要产生相对滑动。

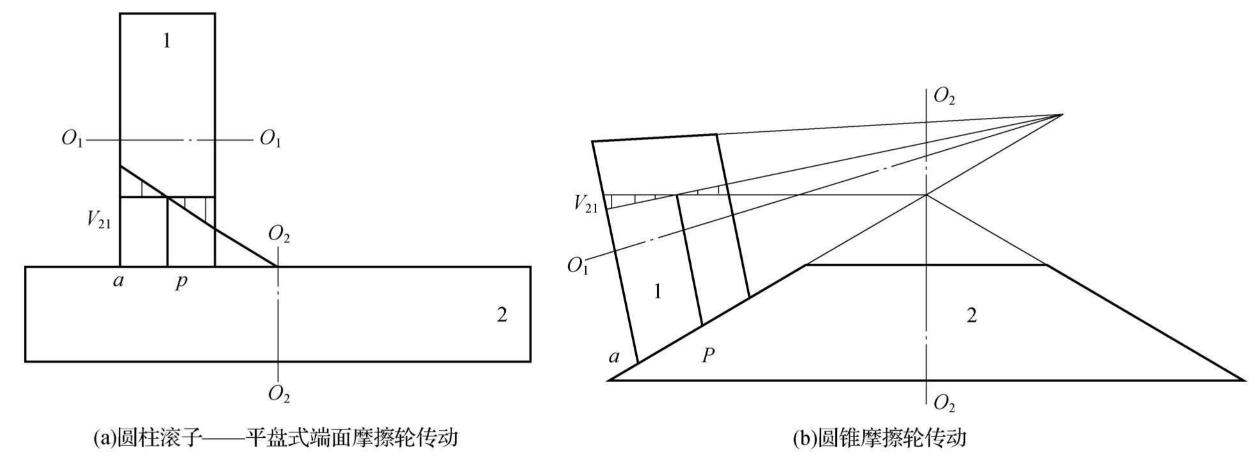


图 12-5　摩擦轮传动中的几何打滑

3. 传动比计算

摩擦轮传动若进行纯滚动，传动比和齿轮计算类似，只需要计算两传动轮的周长尺寸比即可(由于通常两齿轮模数相同，就用齿数比代替尺寸比)。其传动比

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{d_2}{d_1}$$

但实际情况是摩擦轮传动比并不准确，弹性滑动会造成从动轮的速度损失，通常采用滑动率(也叫滑差率)ε。

$$\varepsilon=\frac{v_1-v_2}{v_1}\times 100\%$$

式中，v_1 和 v_2 为主、从摩擦轮的圆周速度，通常跟材料有关，当两轮均为钢质材料，ε 通常取 0.2%；当两轮为钢材—夹布胶木时，ε 通常取 1%；当两轮为钢材—橡胶时，ε 通常取 3%左右。

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$$

摩擦轮的传动比一般可到 7，手动仪表中可达 25，多用于微动装置。

12.1.3 摩擦轮传动的类型及其基本结构

1. 圆柱平摩擦轮传动

如图 12-6 所示为圆柱平摩擦轮传动，和圆柱齿轮传动类似，可分为外切和内切两种类型，主、从动轮转向相反或相同。

圆柱平摩擦轮结构简单、制造容易，但所需压紧力较大，适用于小功率的传动场合。

2. 圆柱槽摩擦轮传动

如图 12-7 所示为圆柱槽摩擦轮传动，其特点是带有 2β 角度的槽的两个侧面进行接触，因此在同样的压紧力的条件下，其切向摩擦力会进一步增大，传动功率会提高，但易发热与磨损，传动效率较低，并且对加工和安装要求较高。

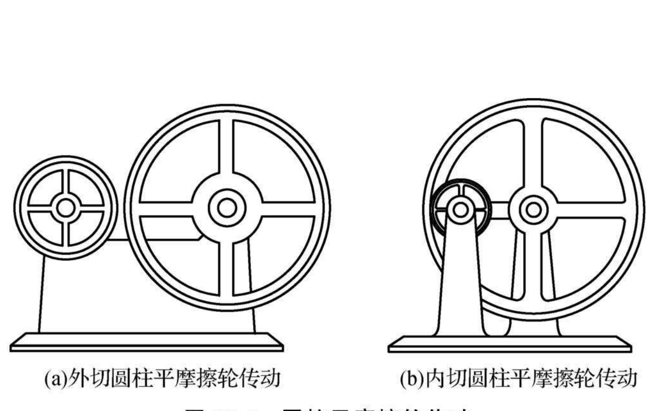


图 12-6 圆柱平摩擦轮传动

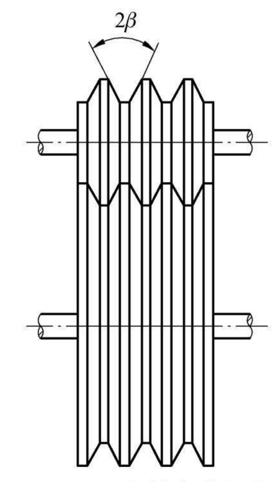


图 12-7 圆柱槽摩擦轮传动

3. 圆锥摩擦轮传动

如图 12-8 所示为圆锥摩擦轮传动，其特点与圆锥齿轮传动类似，具有换向的作用，但结构简单、易于制造，安装精度要求较高，通常采用多个从动轮对称安装，平衡主动轮的径向力。

4. 滚轮圆盘式摩擦传动

如图 12-9 所示为滚轮圆盘式摩擦传动，其特点是用于传递两垂直相交轴间的运动，但需要较大的压紧力，易发热和磨损。若将滚轮做成鼓形，可减少相对滑动；若沿轴 1 方向移动滚轮，可实现无级变速。

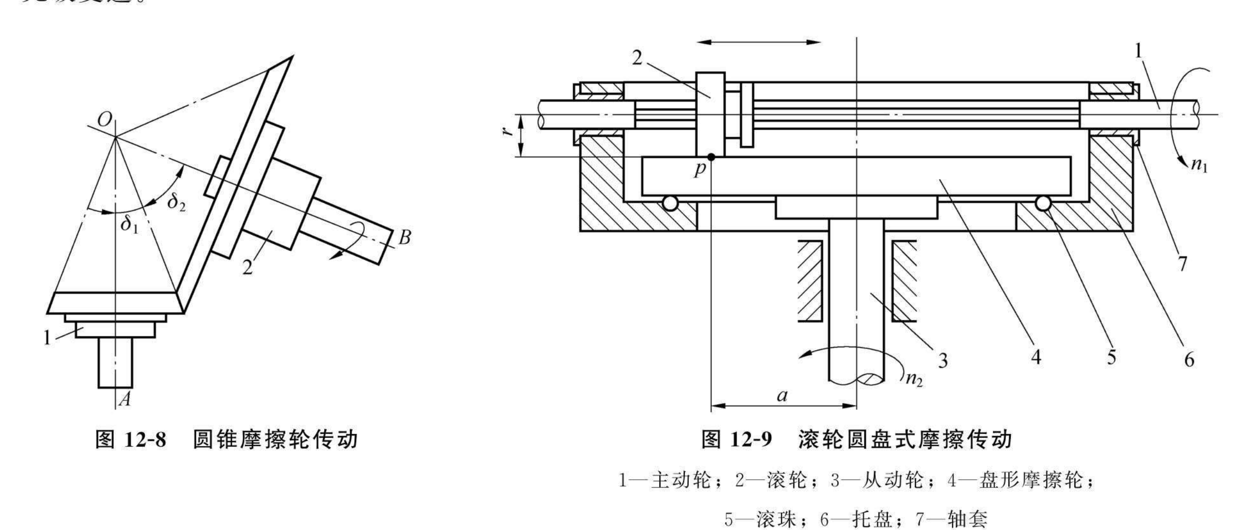


图 12-8　圆锥摩擦轮传动

图 12-9　滚轮圆盘式摩擦传动

1—主动轮；2—滚轮；3—从动轮；4—盘形摩擦轮；5—滚珠；6—托盘；7—轴套

5. 滚轮圆锥式摩擦传动

如图 12-10 所示为圆锥式摩擦传动，滚轮 2 绕轴 1 转动，并且可在轴 1 的花键上移动。轴 3 和轴 1 之间的夹角为 γ，其值等于摩擦轮的半锥角。其兼具圆柱和圆锥摩擦轮的特点，可实现无级变速传动。

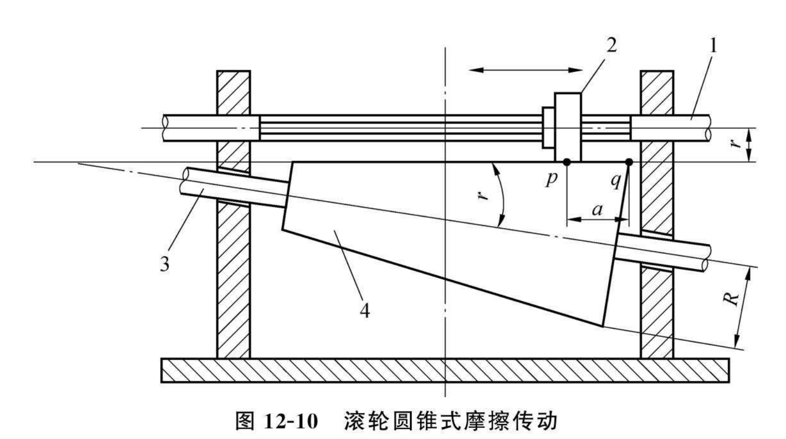


图 12-10　滚轮圆锥式摩擦传动

1—主动轮；2—滚轮；3—从动轮；4—圆锥形摩擦轮

12.1.4 摩擦轮的材料选择

1. 选材要求

摩擦轮的材料应满足如下要求。

(1)具有较大的弹性模量，以减少弹性滑动和功率损耗。

(2)具有较大的摩察系数，从而可提供更大的摩擦力，提高传动能力。

(3)接触疲劳强度高。

(4)耐磨性好，延长工作寿命。

(5)对温度、湿度敏感性小。

2. 摩擦轮材料的配对

(1)淬火钢——淬火钢。采用轴承钢 GCr15 制造，硬度高，适用于高速运转和结构紧凑的传动系统中。

(2)淬火钢——铸铁。强度较高。

(3)钢——夹布胶木、塑料。强度中等，摩擦系数较大。

(4)钢——木材、皮革、橡胶。强度低，摩擦系数较大，用于小功率传动中。

12.1.5 摩擦无级变速器简介

无级传动在生产、生活中基本可以满足各种传动要求，也是各种传动设计的终极目标。但是其他条件如效率、摩擦磨损等问题，无级传动还有很多改进的地方。随着工程技术的不断发展，无级变速的应用将越来越广泛。无级变速方式很多，如机械式无级变速、变频式无级变速、电子式无级变速、液压式无级变速、直流电控制的无极调速等。本节主要介绍靠摩擦传动进行的机械式无级变速。

1. 摩擦无级变速原理

如图 12-11 所示为摩擦无级变速原理示意图。当主动摩擦轮 1 以恒定的转速 n_1转动时，靠摩擦力作用带动从动轮 2 以转速 n_2回转。假定在节点 p 处无滑动，两轮可按照一定的传动比传动。如果主动轮沿 O_1—O_1轴改变自己的位置，即改变从动轮 2 的工作半径，从而改变从动轮的转速。这种方式由于主动轮 1 可以沿 O_1—O_1轴任意位置移动，故在一定范围内可实现轮 2 的无级变速。

2. 常见摩擦无级变速的形式

(1)按摩擦轮形状分为圆盘式、圆锥式、球面式。

(2)按两摩擦轮轴线相互位置分为互相垂直、互相平行、同轴、任意四种形式。

(3)常见摩擦无级变速装置。

①滚轮平盘式无级变速装置。

如图 12-12 所示，这种结构型式的无级变速装置，传递相交轴的运动和动力，可实现升速或降速传动，可以逆转，并且具有结构简单，制造方便等特点。但其传动存在较大的相对滑动，磨损严重等缺点。

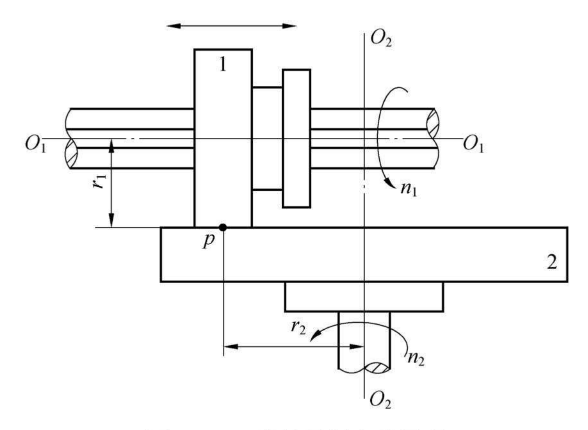


图 12-11　摩擦无级变速原理

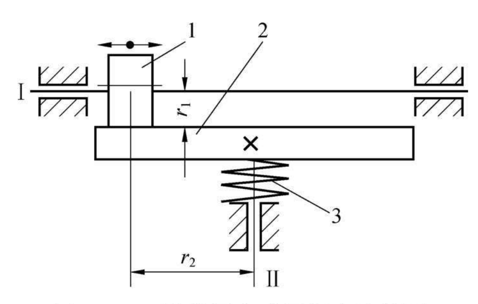


图 12-12　滚轮平盘式无级变速装置

②钢球外锥轮式无级变速装置

如图 12-13 所示，这种结构用于相同轴线的无级变速传动，可以用作升速或降速传动；主、从动轴位置可调换实现对称调速；具有结构简单，传动平稳，相对滑动小，结构紧凑等特点，而且具有传递恒定功率的特性。

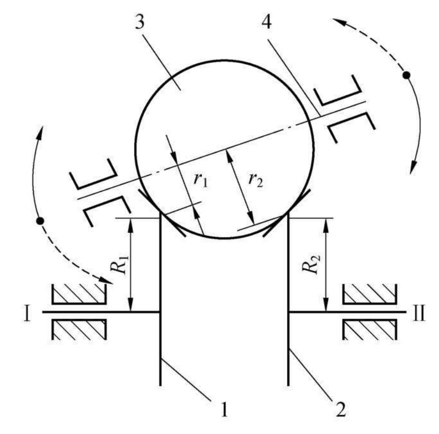


图 12-13　钢球外锥轮式无级变速装置

③菱锥式无级变速传动

如图 12-14 所示，这种结构形式为同轴线传动，可以用作升速和降速传动，具有传递恒定功率的特性。

④宽 V 带式无级变速传动

如图 12-15 所示，这种结构为平行轴传动，可以用作升速或降速传动；同时，主、从动轮位置可以互换，实现对称调速；具有传递恒定功率的特性，但结构尺寸较大。

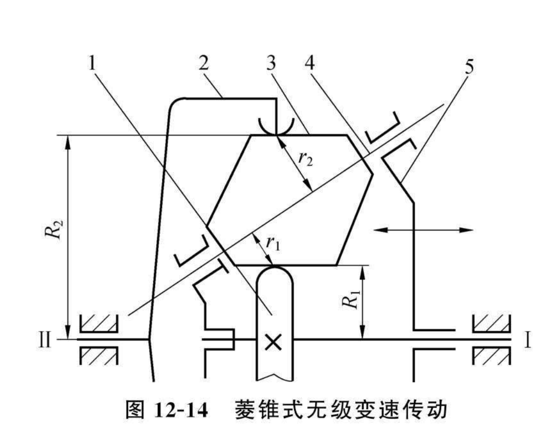


图 12-14　菱锥式无级变速传动

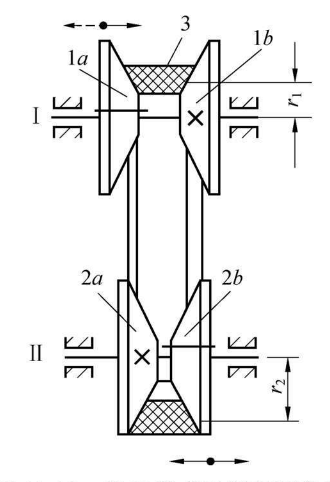


图 12-15　宽 V 带式无级变速传动

12.2 牵引传动

12.2.1 牵引传动简介

虽然摩擦轮传动具有结构简单、工作平稳的优点，但其致命的缺点在于传递功率低、寿命短，因此使其应用受到诸多限制。随着新技术和新理论的不断发展，在摩擦传动的基础上又发展出了牵引传动，摩擦力和摩擦因数相应更名为牵引力和牵引系数。牵引传动不再像摩擦轮传动那样单纯依靠材料的干摩擦，其传动原理发生了根本变化。牵引传动是在油润滑的前提下工作，因此也称为湿式摩擦传动。牵引传动的接触区为高压接触，从而导致接触表面发生可观的局部弹性变形，而接触面间的油的黏度在该工况下急剧增大，甚至发生“固化”或玻璃态，正是通过对“固化”的介质的剪切实现运动和动力的传递，如图 12-16 所示。

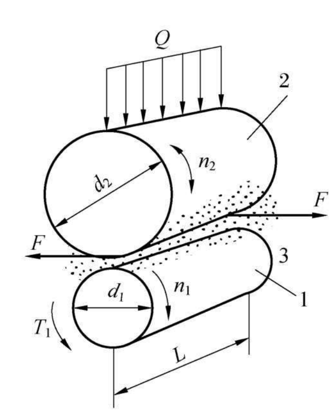


图 12-16 牵引传动示意图

1—主动滚动体；2—从动滚动体；3—牵引油

牵引传动既可以设计成固定传动比结构，如齿轮箱式，也可设计成速比连续变化的装置，可以根据工况实现传动比的最优化选择。

12.2.2 牵引传动的特点及选用注意事项

由于牵引传动中，动力的传递是在两个光滑的滚动体之间，且被一层很薄的剪切油膜隔开，因此牵引传动可以非常稳定地实现传动比连续变化，这是齿轮机构望尘莫及的。而对于齿轮传动，即使恒定传动比，由于轮齿啮合，传动过程中总会产生振动力矩；而牵引传动由于滚动体之间牵引流体的存在，存在于滚动体之间的油膜，有效地避免了滚动体的直接接触，同时又能降低滚动体的磨损、减缓振动力矩，因而牵引传动可以实现平稳、无噪声的动力传递。牵引传动的运动速度只受限于滚动体的材料强度，和其他形式的传动装置相比，更具体积小、造价低的优势。但工作过程中，由于存在一定的滑动，因此不能保证准确的传动比。

牵引传动具有较高的接触疲劳强度，对传动元件材质要求较高，一般采用高强度钢，硬度在 60HRC 以上。从图 12-16 可以看出，牵引传动是典型的 Hertz 线接触模型，两滚动体之间存在较大的 Hertz 应力，其主要失效形式为接触疲劳失效。另外，牵引传动靠油膜的弹流牵引传动运动和动力，因此对润滑油的选择有较高的要求，必须是可以提高承载能力、延长使用寿命的专用牵引油。由于牵引传动中油膜厚度很薄，它与表面粗糙度处于一个数量级——微米级，因此传动元件的表面粗糙度对其传动影响较大。选用牵引传动时，这些因素都需要综合考虑。

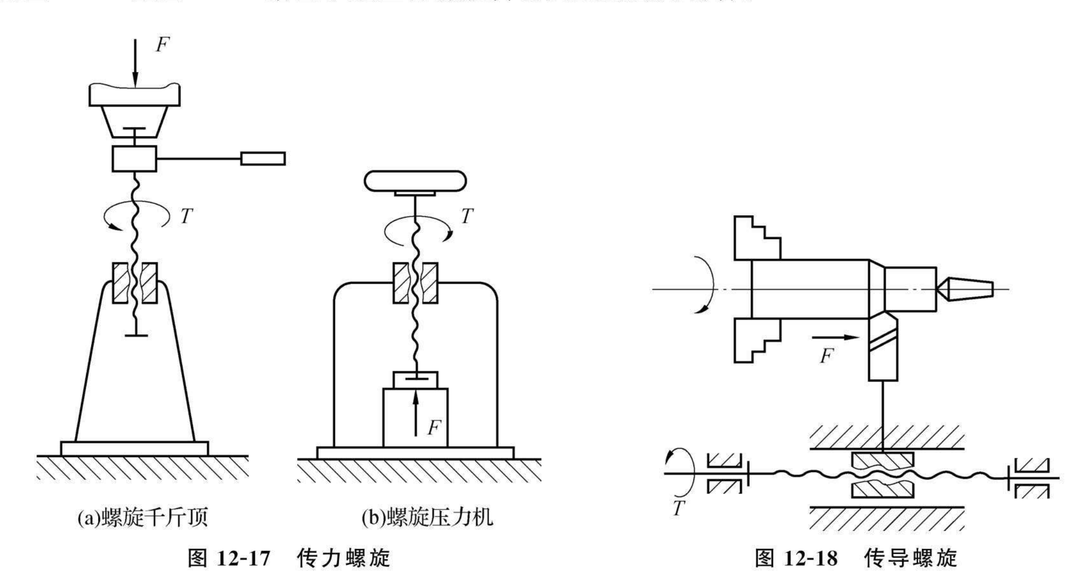
12.3　螺旋传动

12.3.1　螺旋传动概述

螺旋传动是利用螺杆(丝杠)和螺母组成的螺旋副来实现传动要求的，属于啮合传动。它主要是将回转运动变为直线运动，同时传递运动和动力。它具有结构紧凑、传动均匀、准确、平稳、易于实现自锁等优点，在工业中获得了广泛的应用。

1. 螺旋传动的类型和应用

按照用途不同，螺旋传动可以分为传力螺旋、传导螺旋和调整螺旋三种类型。传力螺旋以传递动力为主，要求以较小的转矩产生较大的轴向推力，一般工作速度较低，间歇性工作，通常要求具有自锁能力。传导螺旋以传递运动为主，这类螺旋通常在较长的时间段内连续工作且工作速度较高，其传动精度要求较高。调整螺旋用于调整并固定零件间的相对位置，一般在空载下工作，要求能自锁。如图 12-17 至图 12-19 给出了这三种螺旋传动类型的应用场合。



(a)螺旋千斤顶　(b)螺旋压力机

图 12-17　传力螺旋

图 12-18　传导螺旋

按照螺旋副摩擦性质的不同，螺旋传动又可以分为滑动摩擦螺旋传动(简称滑动螺旋)、滚动摩擦螺旋传动(简称滚动螺旋)和静压滑动摩擦螺旋传动(简称静压螺旋)三种类型。

滑动螺旋传动应用较广，其特点是结构简单，制造方便，成本低廉；易于实现自锁；运转平稳。缺点在于当低速或进行运动微调时可能出现爬行现象；摩擦阻力大，传动效率低；螺纹间有侧向间隙，反向时有空程；磨损较大。滑动螺旋传动广泛应用于机床的进给、分度、定位等机构中，如压力机、千斤顶的传力螺旋。

滚动螺旋也称滚珠丝杠，其特点是摩擦阻力小、传动效率高，运转平稳，低速时不爬行，启动时无抖动；经调整和预紧可实现高精度定位；传动具有可逆性，如果应用于禁止逆转的场合，须加

设防逆转机构；使用寿命长。缺点是结构复杂、制造困难，抗冲击能力差。它应用于精密机床、数控机床，在测试机械、仪器中的传动和调质螺旋，车辆、飞机上的传动螺旋。

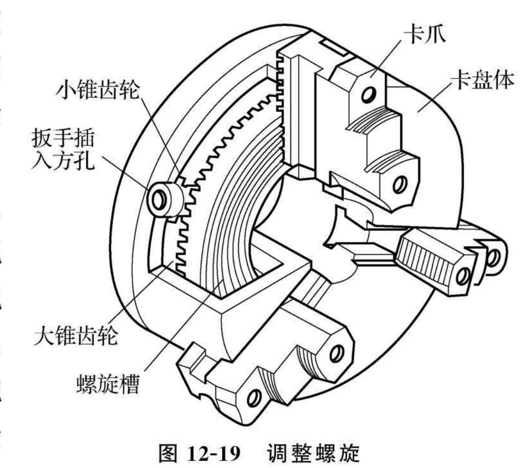


图 12-19　调整螺旋

静压螺旋传动螺杆与螺母被油膜隔开，不直接接触。它具有摩擦阻力小，传动效率高，运转平稳，无爬行现象；传动具有可逆性，即不需要逆转时，应加设防逆转机构；反向时无空程，定位精度高，轴向刚度大，磨损小，寿命长等优点。其缺点为结构复杂、制造困难、供油系统要求较高。应用于精密机床的进给、分度机构的传动螺旋。

以上三种螺旋传动，结构最简单、应用最广泛的是滑动螺旋，以下对其设计进行介绍。

2. 螺旋传动的运动关系

一般螺旋机构当螺杆转 φ(rad)角度时，螺母轴向移动的位移 L(mm)为

$$L=S\frac{\varphi}{2\pi}$$

式中，S——螺旋线导程，单位为 mm。

如螺杆的转速为 n(r/min)，则螺母移动速度 v(mm/s)为

$$v=S\frac{n}{60}$$

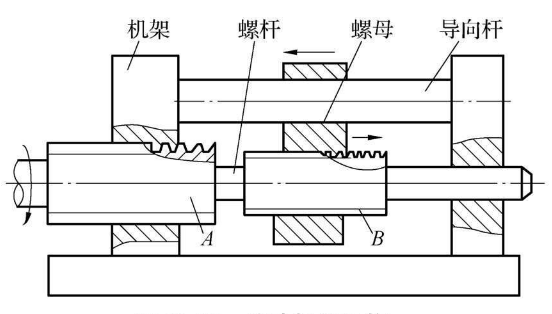
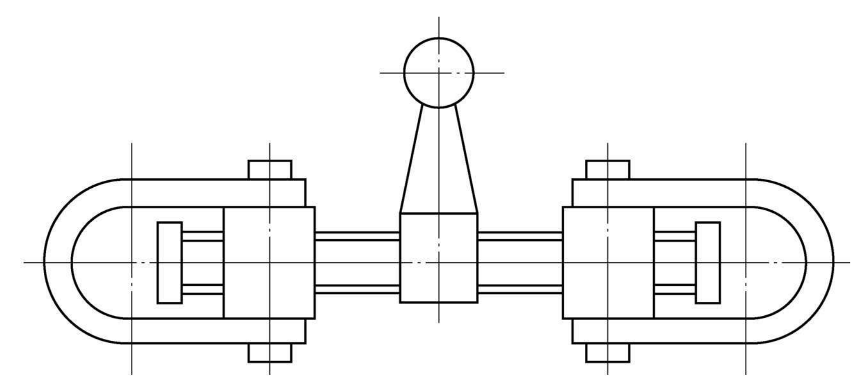


图 12-20　差动螺旋机构

另外，还有一种差动螺旋机构和复式螺旋机构，如图 12-20、图 12-21 所示。这两种机构，螺杆上均有两段螺旋：旋向相同并且利用导程相近，实现微小位移量的差动螺旋机构；旋向相反，实现快速移动的复式螺旋机构。


图 12-21　复式螺旋机构

12.3.2　滑动螺旋传动简介

滑动螺旋传动工作时，螺杆和螺母主要承受轴向载荷和转矩的作用，同时，在螺杆和螺母的旋合螺纹间有较大的相对滑动。滑动螺旋传动的主要失效形式是螺纹磨损。因此，通常根据螺纹副的耐磨性条件，计算螺纹中径及螺母高度，并参照螺纹标准确定螺旋的主要参数和尺寸，然后再对可能发生的其他失效逐一进行校核。

1. 滑动螺旋的结构

滑动螺旋的结构包括螺杆、螺母的结构形式及其固定和支撑结构形式。螺旋传动的工作刚度与精度等和支撑结构有直接关系，当螺杆短而粗且垂直布置时，如起重及加压装置的传力螺旋，可以采用螺母本身作为支撑结构。当螺杆细长且水平布置时，如机床的丝杆等，应在螺杆两端及中间附加支撑，以提高螺杆支撑刚度。

螺母结构有整体螺母、组合螺母和剖分螺母等形式。整体螺母结构简单，但由磨损产生的轴向间隙不能补偿，只适合在精度要求低的场合中使用。

传动用螺杆的螺纹一般采用右旋结构，特殊场合下采用左旋螺纹。

2. 滑动螺旋的材料选择

(1)具有较大的摩擦系数，从而可提供更大的摩擦力，提高传动能力。

(2)接触疲劳强度高。

(3)耐磨性好，延长工作寿命。

螺杆与螺母常用材料如表 12-1 所示。实际选材还要经过耐磨性、螺母螺纹牙的强度校核、螺杆强度和稳定性校核、自锁性校核等计算过程。

表 12-1　螺杆与螺母常用材料

螺纹副	材料	应用场合
螺杆	Q235、Q275、45、50	轻载、低速传动
	40Cr、65Mn、20CrMnTi	重载、较高速传动
	9Mn2V、CrWMn、38CrMoAl	精密传导螺旋传动
螺母	ZCuSn10P1、ZCuSn5Pb5Zn5	一般传动
	ZCuAl10Fe3、ZCuZn25Al6Fe3Mn3	重载、低速传动

12.3.3　其他螺旋传动简介

1. 滚动螺旋传动简介

滚动螺旋是将滑动螺旋传动中的丝杆与螺母间的滑动摩擦改变为滚动摩擦的螺旋传动形式，可明显地减小传动摩擦，提高传动效率。

滚动螺旋间的滚动体绝大多数为钢球，也有采用圆柱滚子或圆锥滚子的。因此，一些标准中将滚动螺旋传动称为滚珠丝杆副，根据使用功能不同又分为定位滚珠丝杆副(P 型)和传动滚珠丝杆副

（T 型）。前者是通过螺旋角度和导程控制轴向位移量的滚珠丝杆副，后者则与角度无关，用于传递动力。

按照钢球循环方式不同，滚珠丝杆副分为内循环和外循环两种，如图 12-22 所示。外循环的导路为一导管，内循环则为每圈螺纹有一反向器，钢珠只在本圈内循环。外循环加工方便，但径向尺寸较大，圈数不宜过多，否则受力不均，反而不能提高承载能力，螺母螺纹一般为 3～5 圈。

2. 静压螺旋传动简介

静压螺旋传动的结构和工作原理如图 12-23 所示。螺杆为普通的梯形螺纹螺杆，在螺母的每圈螺纹牙两侧面的中径处，各均匀分布三个油腔。压力油经节流器进入螺母螺纹牙两侧的油腔，然后经回流通路流回油箱。当螺杆不受力时，螺杆处于中间位置，螺纹牙两侧的间隙和油腔压力均相等。当螺杆受径向力 F_r 向下移动时，油腔 A 间隙减小，由于节流器的作用，压力增高，油腔 B、C 侧间隙增大，压力降低，从而产生一平衡 F_r 的液压力；当螺杆受到轴向力 F_a 左移时，间隙 h_1 减小，h_2 增大，左侧油压增大，右侧油压减小，从而产生一平衡 F_a 的液压力；螺杆受弯曲力矩时，同样也会产生一平衡力矩。无论上述何种受力情况，静压螺旋传动螺旋副均处于流体摩擦状态。

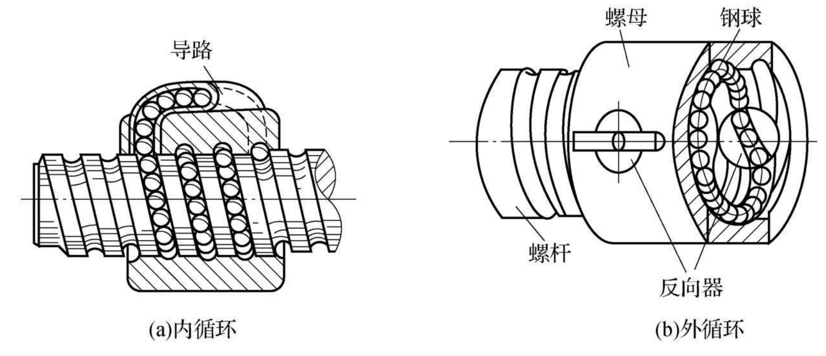


图 12-22 滚动螺旋传动

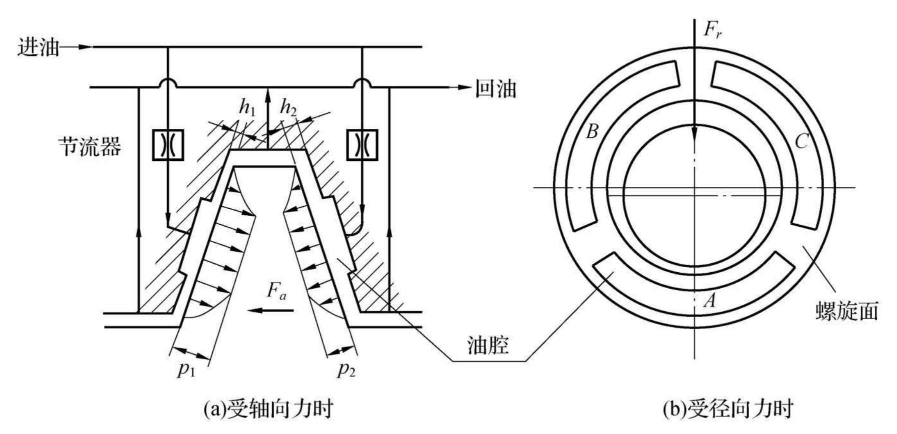


图 12-23 静压螺旋传动的结构及工作原理

12.4　机械传动总论

12.4.1　机械传动的功能

机械中传动系统的作用是将原动机或原动构件和动力传给工作构件(执行构件)。机械中除采用机械传动外，还采用液压传动、气压传动和电力传动等。机械传动系统是由各种机构按需要组合而成。为便于设计应用，本章仅就机械传动进行综合性讨论。

1. 实现运动形式的变换

原机动或原动构件输出的运动多为匀速回转，而工作构件要求的运动形式是多种多样的。采用传动机构可以把连续回转变为移动、摆动、间歇或平面复杂运动。

(1)实现减速，增速或变速运动

因机械中的工作构件要求的转速与原动机的转速不一致，故需要减速或增速。又有许多工作构件要求能根据生产过程需要进行机械变速。汽车、机床、起重设备等都需变速传动。

(2)实现远距离的运动和动力的传递

采用连杆机构、带传动、链传动和齿轮轮系等可传递相距较远的两轴间的运动和动力。

2. 实现运动的合成和分解

最简单的用作合成运动的轮系如图 12-24 所示，其中 $Z_1 = Z_3$，计算公式如下：

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -1$$

解得

$$2n_H = n_1 + n_3$$

这种轮系可用作加(减)法机构。当由齿轮 1 及齿轮 3 的轴分别输入被加数和加数的相应转角时，转臂 H 的转角的两倍就是它们的和。这种合成作用在机床、计算机构和补偿装置中得到广泛的作用。

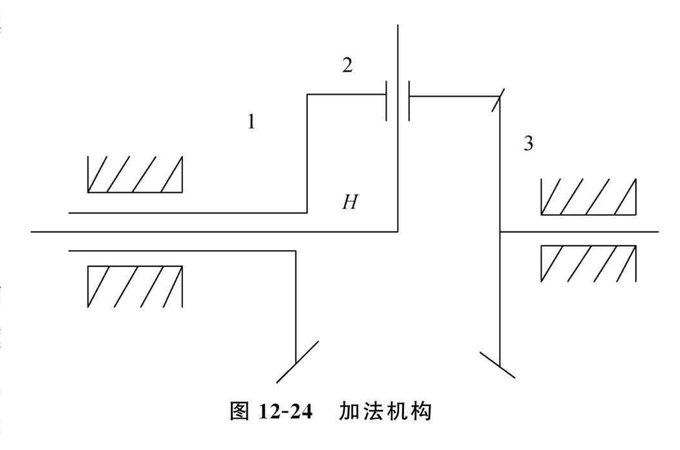


图 12-24　加法机构

12.4.2　机械传动的类型及选择

1. 机械传动的类型

机械执行构件的运动形式和运动参数是多种多样的，实现给定运动变换的传动机构的组合方式，应能满足其运动及动力要求。只有充分了解和掌握了各种常用传动机构的类型、用途、特点及运动与动力性能，并综合考虑机械的基本功能要求，才能灵活地采用不同的传动的基本类型，构成一个

机械传动系统。在图 12-25 中列出了各种常用机械传动的基本类型，在传动方案设计时，可供选择和参考。

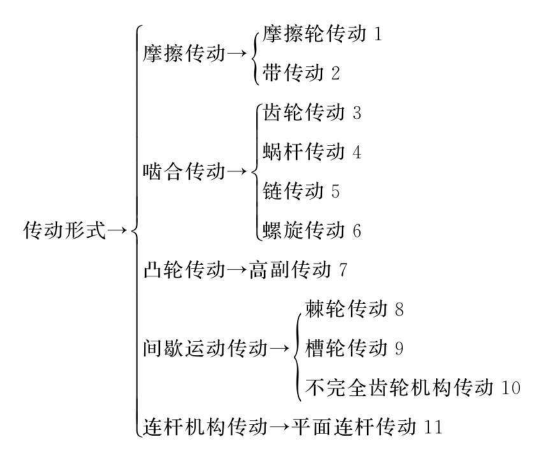


图 12-25 常用机械传动的基本类型

2. 机械传动的选择

机械传动类型的组合，因机械的种类、功能需求不同而不同，其合理选择和组合是一个比较复杂的问题。应针对具体情况，组合、分析、比较各种传动类型，不仅要满足机械的基本使用要求，还需考虑构成机器的成本、外廓尺寸、重量及机械系统效率等各种因素。表 12-2 列出了常见运动形式变换及对应的基本机构。

表 12-2 常见运动形式的变化及其对应机构

运动形式变换				基本机构
原动运动	从动运动			
连续回转	连续回转	变向	平行轴	圆柱齿轮机构、带轮结构、链轮机构等
			相交轴	锥齿轮机构等
			交错轴	蜗轮蜗杆机构
		变速		齿轮机构、带轮机构、链轮机构、轮系、谐波传动等
	间歇回转			棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构、凸轮间歇机构等
	往复运动	往复摆动		曲柄摇杆机构、摆动导杆机构、摆动从动件凸轮机构等
		往复移动		曲柄滑块机构、移动导杆机构、定块机构、正弦机构、直动从动件凸轮机构、齿轮齿条机构、螺旋机构等
摆动	摆动			齿轮机构、双摇杆机构
	移动			齿轮齿条机构、摆动滑块机构

各种机械传动有其各自的传动特点，在使用时应扬长避短，发挥其优势，在传动机构排列顺序时，应注意以下几点：

(1)转变运动形式的机构(如凸轮，连杆机构等)，通常安排在运动链的末端，与执行机构靠近，这样可使传动链简单，且可减少传动系统的惯性冲击，有些这类机构本身就作为机器的执行机构。

(2)带传动等摩擦传动承载能力低，传递相同转矩时，外廓尺寸较其他形式大，但传动平稳，且可过载保护，故一般宜放在转速较高的运动链初始端，这样原动机的布置较紧凑。

(3)链传动因传动不均匀，传动中有冲击振动，故不宜放在高速级。

(4)大尺寸的锥齿轮加工制造比较困难，为减少其尺寸，一般安排在高速级。

(5)蜗杆传动效率较低，多用于实现较大传动比而传递功率不大的场合。

(6)斜齿轮传动平稳性好于直齿轮传动，相对用于较高速级，因其承载能力大又有轴向力，多组成人字齿，用于重型机械的低速机。

(7)螺旋传动机构可获得大的减速比和较高制造精度，常用于低速进给和精密微调机构中。

(8)齿轮齿条机构适用于移动速度较高的场合，但传动平稳性传动精度不及螺旋传动机构。

(9)凸轮机构从动件行程一般较小，常用在有严格规定的运动规律且承载能力较小的场合。连杆机构可得到较大行程，但行程太大时，连杆机构的尺寸会因此过于庞大，此时选用齿轮齿条机构或螺旋机构则可满足大行程的要求。

12.4.3　机械系统方案设计概述

机械系统主要由原动机、传动系统、执行系统和控制系统组成，其组成框图如图 12-26 所示。原动机是机械系统中的驱动部分，它为系统提供能量和动力；传动系统实现从原动机到工作机能量传递和运动形式的转换；工作机是系统中的执行部分；控制系统是控制元件或装置，实现对系统的控制。通常还有辅助机构保证系统正常工作，改善操作条件，延长使用寿命，如冷却、润滑、消声装置。但在一些情况下，传动系统、执行系统和控制系统界限并不十分明显，随着机电一体化系统的发展而变得具有综合性。机械系统方案设计就是通过调查研究对机械产品进行规划，确定设计任务、明确设计要求和条件。机械系统的方案设计除了需要丰富的实践经验和扎实的理论知识，更需要科学的设计思想和方法，需要设计者具有现代设计的观念、系统工程的观念和工程设计的观念。

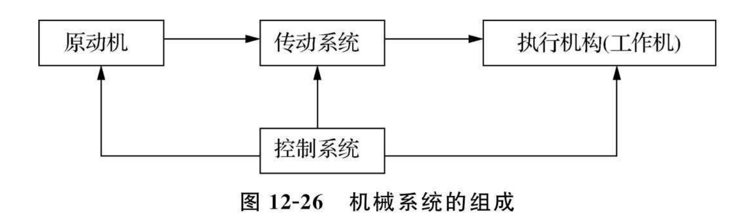


图 12-26　机械系统的组成

1. 原动机的类型及选择

原动机的机械特性及各项性能与工作机的载荷特性和工作要求是否匹配，将在很大程度上决定整个机械系统的工作特性和构造特性。原动机按照输入能量的不同可以分为两种：第一种类型为一次原动机，即把自然界的能源直接转变为机械能，此类原动机主要有燃气轮机和内燃机。第二种类型为二次原动机，即把发电机等变能机所产生的各种形态的能量转变为机械能，此类原动机有电动机、液压马达、气动马达、气缸和液压缸等。

原动机的选择应考虑以下几方面的因素。

(1)现场能源供应情况。在有电源的条件下，尽量选择电力驱动，具有成本低、操作方便等优

点。若远离电源或无电源的情况下，可选择柴油机作为原动机，若有气源时，也可采用气动马达和汽缸。

(2)工作机械的载荷特性、调速范围、工作的平稳性、启动和制动的频繁程度。

(3)机械系统整体结构外形的需要。相同功率下尽量选择体积小、重量轻的原动机，如液压马达。

(4)工作环境。

(5)机械系统的经济效益。

2. 机械执行系统的方案设计

机械执行系统的方案设计是机械系统总体方案设计的核心，对机械总体功能和目标起决定性作用，其设计主要包括以下方面。

(1)功能原理设计。所谓功能原理设计，就是根据机械预期实现的功能，考虑选择何种工作原理来实现功能要求。

(2)结构形式设计，即研究选择何种机构来实现运动。

(3)执行系统的协调设计。机械通常由多个执行构件或机构组合而成，这些机构在运动时应该相互配合，按照一定的次序协调动作，否则难以完成整个工作。

(4)机构的尺度设计，即对所选各个执行机构进行运动和动力设计，确定各执行机构的运动学尺寸，绘制其相应运动简图。

(5)运动和动力分析。对整个执行系统进行运动和动力分析，检验是否满足运动和动力等方面的要求。

(6)方案评价与决策，包括定向评价和定量评价，定性评价包括结构繁简、尺寸的大小、加工的难易等；定量评价包括运动和动力分析后所得的执行系统的具体性能与所规定的预期性能比较，从而对设计方案做出评价和决策。

3. 机械传动系统的方案设计

传动系统是原动机和执行机构的桥梁，当完成两者的设计后，可根据执行机构所需要的运动和动力条件及原动机的类型和性能参数进行传动系统的设计，其设计主要包括以下方面。

(1)确定传动比，主要指输入——输出的总传动比。

(2)选择传动类型，根据设计要求，以及执行系统和原动机的工作特性来选择。

(3)传动链的方案设计，包括传动路线，结构顺序与分配，各个结构间的传动比。

(4)确定传动系统中各级机构的运动参数和动力参数及主要几何尺寸。

(5)绘制传动系统的结构简图。

4. 机械控制系统的方案设计

随着科学技术的不断进步，控制系统在机械中的作用越来越突出，现代机械系统是一个机电一体化的综合系统，包括能量流、材料流、信息流等各种问题，特别是越来越多的机械控制系统利用现代传感器和新型检测手段，对机械系统传动和执行系统进行各种控制，其基本结构如图 12-27 所示。

给定环节
比较环节
校正及放大环节
执行环节
被控对象
测量环节

图 12-27　机械控制系统的基本结构

控制对象可以是对如速度、位移、温度、压力等物理量的大小幅值进行控制，也可以是对有、无、动、停等逻辑状态进行控制。控制装置通过 5 个环节组成控制系统的控制部分，各部分的作用如下：

(1)给定环节。给出与反馈信号相同形式和因次的控制信号，用于确定被控对象“目标值”的环节。

(2)校正及放大环节。将偏差信号做必要的修正，然后进行功率放大以便推动执行环节。

(3)执行环节。接收放大环节的控制信号，驱动被控对象按照预期的规律运行。

(4)测量环节。用于测量被控变量，并将被控变量转换为便于传送的其他物理量(通常为电量)的环节。

(5)比较环节。将输入信号与测量环节传来的被控变量的反馈信号进行比较的环节。

【本章要点】

(1)机械传动的分类主要两种——摩擦和啮合。摩擦主要考虑滑动对材料和性能的影响，特别是摩擦传动中演化出的无级传动和牵引传动。螺旋传动是一种典型的啮合传动，有滑动螺旋、滚动螺旋和静压螺旋三种形式。

(2)机械设计总论考虑传动的功能和类型，机械系统方案设计时要考虑原动机、传动系统、执行系统和控制系统各功能模块的类型和作用。

课后习题

12-1　阐明传动形式如何分类。

12-2　阐明摩擦轮传动的特点。

12-3　阐明摩擦传动的工作原理和应用场合。

12-4　阐明无级变速装置的种类、变速原理及其特点。

12-5　机械系统方案设计主要包括哪些方面?

12-6　简述原动机、执行系统、传动系统、控制系统的组成。

第三篇　轴系零部件设计

组成轴系的零部件包括轴、传动零件(如齿轮、带轮、链轮等)、轴承、联轴器、离合器、制动器等。轴是组成机器的重要零件之一，做回转运动的传动零件都要安装在轴上来实现其回转运动，大多数的轴还要起传递转矩的作用。滑动轴承和滚动轴承的功用是为轴和轴上零件提供支承，并承担作用在轴上的载荷。联轴器可以实现轴和轴之间运动和动力传递。如果在工作时需要随时接通或断开运动和动力的传递，则采用离合器将轴和轴连接起来。制动器可以实现降低或停止轴和轴上零件转动速度的作用。

第 13 章　轴的设计

【学习重点】

了解轴的分类，能够根据轴上载荷判断轴的类型；

了解轴的常用材料，区分碳素钢与合金钢的应用场合；

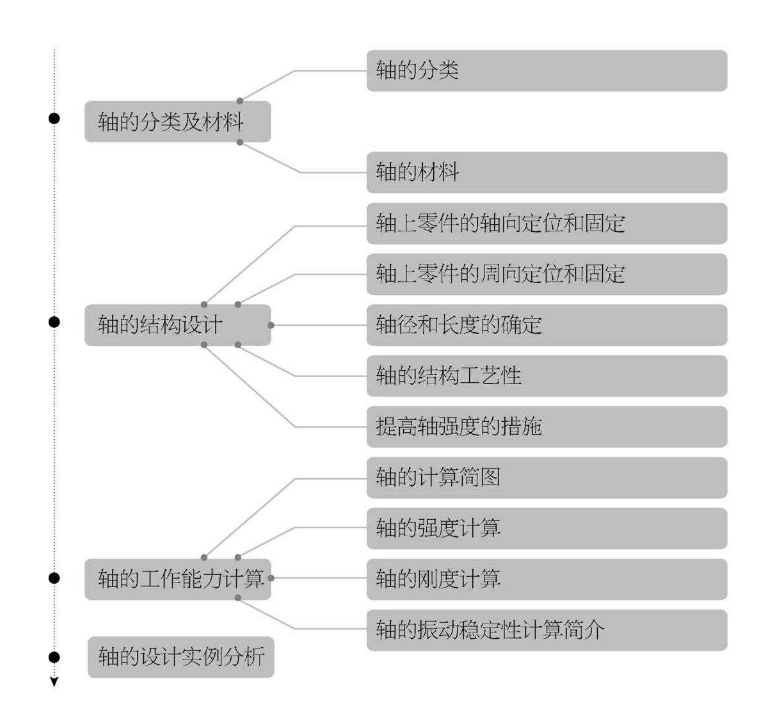
了解轴的刚度计算方法；

掌握轴的结构设计方法，重点是轴的轴向定位、周向定位方法，轴的直径及长度的确定方法，提高轴结构工艺性的措施；

掌握轴的强度计算方法，区分按扭转强度计算与按弯扭合成强度计算的适用范围，注意折算系数 α 的含义。

【学习难点】

阶梯轴的结构尺寸确定方法，以及按弯扭合成计算轴的强度。



【本章导入】

在设计各种机器时，如齿轮、链轮、带轮、车轮等转动零件，提供支承并传递动力的零件经常用到各种轴。图 13-1 是轴的常用实例。



(a)传动轴　(b)齿轮轴　(c)滑轮轴　(d)发动机曲轴

图 13-1　轴的应用实例

在一台减速器中，或众多传递动力和运动的场合都会用到轴，那么，如何设计轴来满足传动零件的安装以及支撑呢？首先，要进行轴材料的选取，然后依据轴上装配的传动零件，确定轴的结构，最后，依据轴所传递的载荷计算轴的强度和刚度等是否能满足支撑的要求。那么，作为一名设计师，在了解轴的基本设计过程后，通过对本章的认真学习，就可以完成你的设计。

13.1　轴的分类及材料

13.1.1　轴的分类

根据轴承受载荷的性质不同，轴分为转轴、心轴、传动轴三种。

1. 转轴

既支承旋转零件又传递动力，工作时同时承受弯矩和转矩的轴称为转轴，转轴是机器中最常用的轴，如减速器中的轴，如图 13-2 所示。

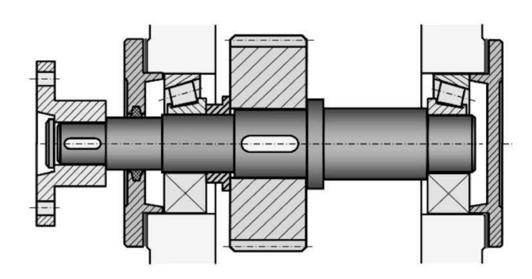
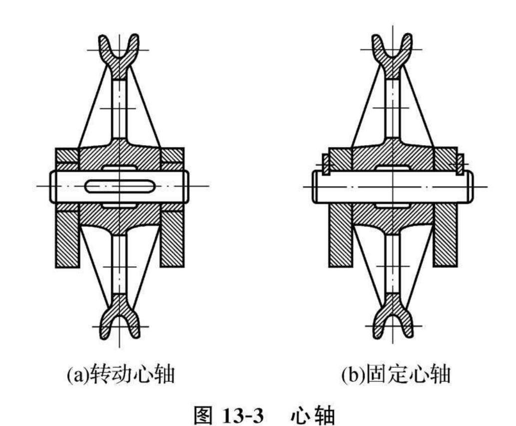


图 13-2　减速器转轴

2. 心轴

仅支承旋转零件而不传递动力，工作时只承受弯矩而不传递转矩的轴称为心轴。心轴分为固定心轴与转动心轴两种。转动心轴工作时随旋转零件一起转动，轴上承受的弯曲应力称循环变应力，如图 13-3(a)中的轴。固定心轴工作时不转动，轴上承受的弯曲应力是为静应力，如图 13-3(b)中的轴。



(a)转动心轴　(b)固定心轴

图 13-3　心轴

3. 传动轴

仅传递转矩而不承受弯矩，或所承受的弯矩很小的轴称为传动轴，如图 13-4 所示的汽车中连接变速箱与后桥之间的轴。

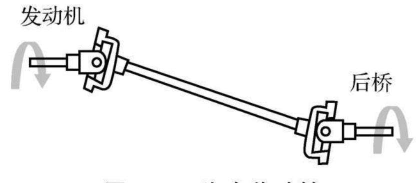


图 13-4　汽车传动轴

根据轴线的几何形状，轴可分为直轴、曲轴(图 13-5)和挠性轴(图 13-6)。曲轴常用于往复式机械中，是内燃机、空气压缩机及活塞泵等机器的专用零件；挠性轴可以不受任何空间的限制，能将扭转或旋转运动灵活地传到任何所需的位置，常用于医疗设备、操纵机构、仪表等机械，如建筑工地上浇铸混凝土的振动泵，汽车和摩托车上的里程表挠性轴等。

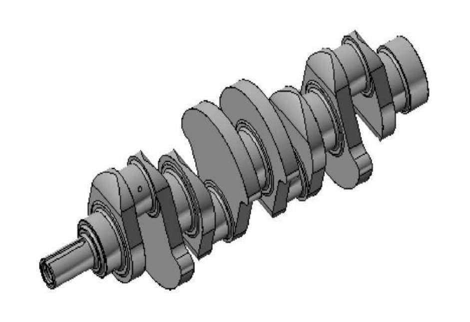


图 13-5　曲轴

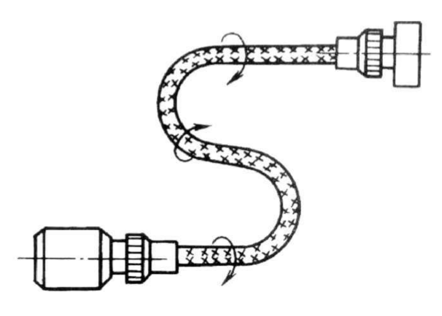


图 13-6　挠性轴

直轴按其外形又可分为光轴和阶梯轴两种。光轴形状简单、加工容易、应力集中源少，主要用于传动轴。阶梯轴设计成中间粗两端细的阶梯状，不但便于轴上零件的装拆和固定，而且符合等强度原则，因此阶梯轴在机器中的应用最为广泛，是本章讨论的重点。

直轴一般都制成实心轴，但为了减轻重量或满足某些机器结构上的需要，也可以采用空心轴。

13.1.2　轴的材料

轴的材料首先应该具有足够的强度，并对应力集中的敏感度低，同时还应该满足刚度、耐磨性、耐腐蚀性以及良好的加工工艺性。常用的材料包括碳素钢、合金钢。钢轴的毛坯一般使用轧制圆钢和锻件。

常用碳素钢为 35、45、50 等中碳钢，其中最常用的是 45 钢。为了改善轴的机械性能，通常进行调质或正火处理。对受力较小或不重要的轴，可用 Q235、Q275 等碳素结构钢。碳素钢比合金钢价格便宜，而且对应力集中的敏感性小，机械性能也比较好，所以应用较为广泛。

合金钢比碳素钢具有更好的强度和热处理性能，但对应力集中比较敏感，价格也较贵，因此多用于受力较大，且要求质量轻、尺寸小、耐磨性高及有某些特殊要求的场合。常用的有 20Cr、20CrMnTi、40CrNi、38CrMoAlA 等合金钢。在设计合金钢轴时尤其要注意从结构上减小应力集中，并减小其表面粗糙度，另外合金钢与碳素钢的弹性模量相差不多，不宜用合金钢来提高轴的刚度。

对于尺寸较大或结构复杂的轴，可考虑使用球墨铸铁或合金铸铁。这些材料的强度不如碳素钢，但具有良好的耐磨性、吸振性、对应力集中敏感度低，而且价格便宜等优点。

轴的常用材料及力学性能可查表 13-1。

表 13-1 轴的常用材料及其机械性能(单位：MPa)

材料牌号	热处理	毛坯直径(mm)	硬度 HBS	强度极限 $\sigma_B \geqslant$	屈服极限 $\sigma_s \geqslant$	弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1} \geqslant$	扭转疲劳极限 $\tau_{-1} \geqslant$	许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}]$	备注
Q235	—	—	—	440	240	180	105	40	用于不重要或载荷不大的轴
45	正火	25	≤241	610	360	260	150	55	应用最广泛
	正火	≤100	170～217	610	360	260	150	55	
	回火	>100～300	162～217	580	290	235	135	55	
		>300～500		560	280	225	130		
		>500～750	156～217	540	270	215	125		
	调质	≤200	217～255	650	360	270	155	60	
40Cr	调质	25		1000	800	485	280	70	
		≤100	241～286	750	550	350	200	70	用于载荷较大，而无很大冲击的重要轴
		>100～300	229～269	700	500	320	185		
		>300～500		650	450	295	170		
		>500～800	217～255	600	350	255	145		
35SiMn 42SiMn	调质	25		900	750	445	255	70	
		≤100	229～286	800	520	355	205	70	性能接近 40Cr，用于中小型轴
		>100～300	217～269	750	450	320	185		
		>300～400	217～255	700	400	295	170		
		>400～500	196～255	650	380	275	160		
40MnB	调质	25		1000	800	485	280	70	
		≤200	241～286	750	500	335	195	70	
		≤100	207～269	750	550	350	200	70	性能同 40Cr，用于重要的轴
		>100～300		700	500	320	185		
		>300～500		650	450	295	170		
		>500～800		600	400	270	155		
20CrMnTi	渗碳 淬火 回火	15	表面 HRC 56～62	1100	850	525	300	100	用于要求强度和韧性均较高的轴，如某些齿轮轴、蜗杆等

【小提示】

只承担弯矩的轴是心轴，只承担转矩的轴是传动轴，既承担弯矩又承担转矩的轴是转轴。

13.2 轴的结构设计

轴的结构设计是根据轴的工作条件和受载情况合理确定轴的结构形状和尺寸，其主要的要求是：①轴和轴上零件要有准确的工作位置，且固定可靠；②轴的结构应具有良好的加工和装配工艺性；③设计时应注意改善受力状况，减小应力集中。

轴的结构取决于受载情况、轴上零件的布置和固定方式、轴承的类型和尺寸、轴的工艺性等，因此轴并没有标准的结构形式，设计时须根据具体情况，全面考虑问题，才能得出较合理的结构。

轴和轴承配合的部分称为轴颈，和传动零件轮毂配合的部分称为轴头，连接轴头和轴颈的部分称为轴身；用作轴上零件轴向定位的台阶部分称为轴肩。

13.2.1 轴上零件的轴向定位和固定

轴上零件在轴向和周向两个方向需要定位和固定。轴上零件的定位是给轴上零件一个准确的位置，而固定是使零件在工作过程中始终保持该位置。在结构设计上，往往同一个结构，既起定位作用，又起固定作用。常用的轴向定位方法有轴肩、套筒、螺母或轴端挡圈等形式，如表13-2所示。

表13-2 轴上零件的轴向定位和固定的方法、特点和应用

序号	定位或固定方法	结构简图	特点及应用
1	轴肩和轴环		结构简单，工作可靠，能承受较大的轴向力，最常用。一般取轴肩高度 $a=(0.07\sim0.1)d$，轴环宽度 $b\geqslant1.4a$。为了保证工作可靠，轮毂孔倒角高度 c（或倒圆半径 R）、轴肩过渡圆角 r 和 a 应满足：$a>c(R)>r$。根据结构的不同，轴肩分为定位轴肩和非定位轴肩两种，定位轴肩高度一般取3～5 mm，非定位轴肩一般取1～2.5 mm
2	套筒		结构简单、可靠；适用于轴上两零件间的定位和固定，轴上不须开槽、钻孔；两零件间距离不宜过大
3	圆螺母		固定可靠，装拆方便，可承受较大的轴向力。由于轴上切制螺纹，轴的应力集中较严重，疲劳强度降低。常用双圆螺母或圆螺母与止动垫圈固定轴端零件，当零件间距较大时，亦可用圆螺母代替长套筒以减轻重量

续表

序号	定位或固定方法	结构简图	特点及应用
4	轴端挡圈		适于轴端零件的定位和固定，可承受剧烈的振动和冲击载荷；须采取防松措施
5	弹性挡圈		结构简单、紧凑，装拆方便，但只能承受较小的轴向力，可靠性差，对轴的强度有削弱。常用于固定滚动轴承
6	锁紧挡圈		结构简单，定位方便，但不能承受大的轴向力，只能应用于转速较低的场合；紧定螺钉亦起周向定位作用

13.2.2　轴上零件的周向定位和固定

轴上零件周向定位和固定的目的是使零件随轴一起转动，并传递运动和转矩。常用的周向固定方法有键、花键、销及过盈配合等，其结构形式、特点和应用如表 13-3 所示。

表 13-3　轴上零件的周向定位和固定方法、特点及应用

序号	定位或固定方法	结构简图	特点及应用
1	键	>1∶100	平键对中性好，可用于较高精度、高转速及冲击或变载荷作用的场合。楔键只能承受单向轴向力，不适用于要求严格对中、有冲击载荷及高速回转的场合
2	花键		承载能力高、定心性及导向性好，但制造困难，成本较高。适用于载荷较大，对定心精度要求较高的滑动连接或固定连接
3	销		可同时实现轴向固定和周向固定，用于固定载荷很小，不太重要的零件，对轴的强度削弱较大

续表

序号	定位或固定方法	结构简图	特点及应用
4	过盈配合		结构简单，对中性好，承载能力高，同时起轴向固定作用，不适于经常拆卸的场合。常与平键联合使用，以承受较大的循环、振动和冲击载荷
5	无键连接		可承受较大载荷，对中性好，但制造困难

13.2.3 轴径和长度的确定

1. 确定轴径的原则

轴的各段直径一般是先根据轴所传递的转矩，初步估算出最小轴径，再根据轴上零件的装配、定位和固定的要求等因素由两端向中间逐一确定。在确定各段轴径时应遵循以下原则。

(1)有配合要求的轴段尽量采用标准直径。

(2)与标准件配合的轴段采用相应的标准值，如滚动轴承、联轴器、密封装置等，应满足装配尺寸要求。

(3)非标准轴段：①定位轴肩 $a \geqslant (3\sim5)$ mm；②非定位轴肩 $a \geqslant (1\sim2.5)$ mm。

(4)轴上零件安装时，所经过轴上各段直径应小于安装零件轮毂直径，以便于装拆。

(5)滚动轴承定位轴肩高度必须低于内圈端面高度，以便于拆卸。

2. 轴段长度的要求

轴的各段长度的确定主要是依据轴上零件的轴向尺寸和轴系结构的总体布置来确定的，设计时应尽可能使结构紧凑，同时还要保证零件所需的装配或调整空间。轴段长度主要是根据各零件与轴配合部分的轴向尺寸和相邻零件间必要的空隙来确定的。为了保证轴向定位可靠，与齿轮和联轴器等零件相配合部分的轴段长度一般应比轮毂长度短 2～3 mm，如图 13-7 所示。

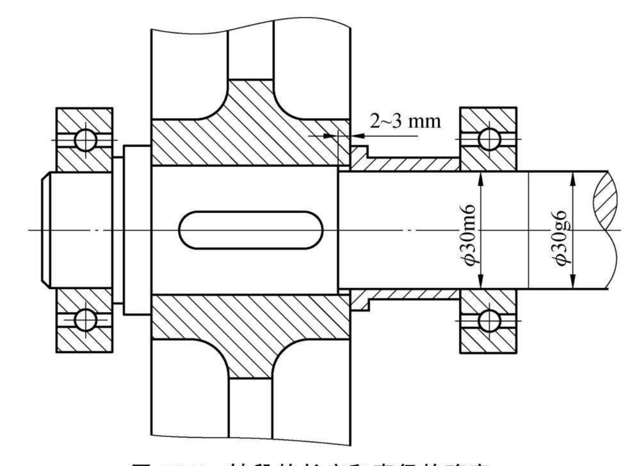


图 13-7 轴段的长度和直径的确定

13.2.4　轴的结构工艺性

轴的结构工艺性指轴的结构应便于加工和装配，并且生产率高、成本低。一般来说，轴的结构越简单，工艺性越好，故在满足使用要求的前提下，应尽可能简化轴的结构。在轴的结构设计时，应主要考虑以下几个主要问题。

(1)加工工艺所必需的结构要素，如中心孔、螺纹退刀槽、砂轮越程槽等(图 13-8)。

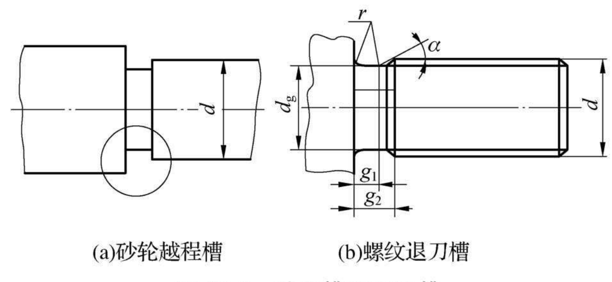


图 13-8　越程槽和退刀槽

(2)采用键联结时，为加工方便，各轴段的键槽应设计在同一加工直线上(图 13-9)。

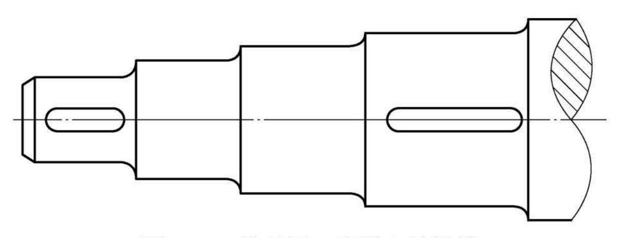


图 13-9　位于同一直线上的键槽

(3)为便于轴上的零件装配，避免划伤配合表面，减小应力集中，轴端、轴颈与轴肩的过渡部分应加工有倒角或者过渡圆角，且尽可能使倒角或者圆角的尺寸一致，便于加工。

13.2.5　提高轴强度的措施

轴和轴上零件的结构、工艺以及轴上零件的安装布置等对轴的强度有很大影响，在设计时应充分考虑，以提高轴的承载能力，减小轴的尺寸和机器重量，降低制造成本。

1. 合理布置和设计轴上零件，减小轴的载荷

在轴的结构设计时，应将受力较大的传动零件靠近支承位置布置，尽可能不采用悬臂的支承形式，并减小支承跨距和悬臂长度，以减小轴的弯矩。

好的传动路线可以减小轴所受的载荷，如当动力从多轮输出时，为了减小轴上载荷，应将输入轮布置在中间。如图 13-10(a)所示，轴的最大转矩为 $T_1=T_2+T_3+T_4$；而在图 13-10(b)的布置中，轴的最大转矩为 $T_1=T_3+T_4$。

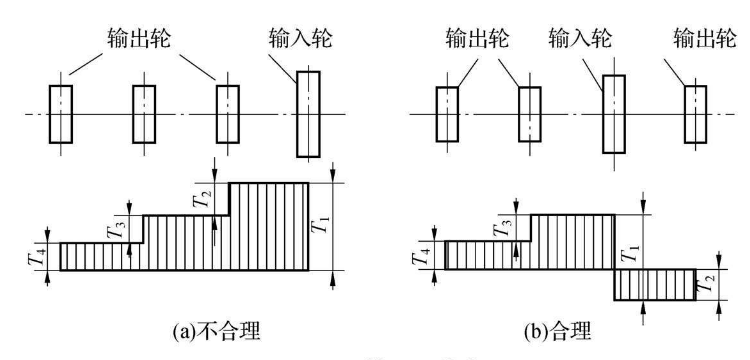


图 13-10　轴上零件布置

合理设计轴上零件的结构，也可以减小轴上的载荷。图13-11是起重卷筒两种安装方案，图13-11(a)中大齿轮将转矩通过轴传到卷筒，因而卷筒轴既受弯矩又受转矩，而图13-11(b)所示方案中，大齿轮和卷筒连在一起，转矩经大齿轮直接传给卷筒，卷筒轴只受弯矩而不受转矩。

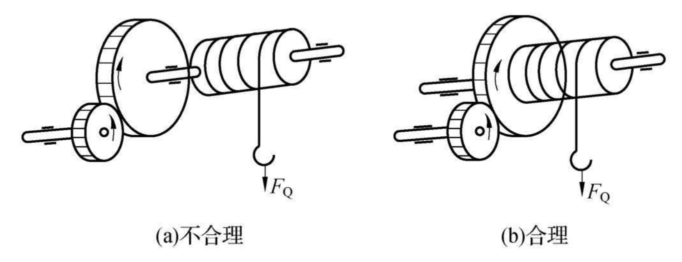


图 13-11　起重机卷筒的两种结构布置

2. 改善轴的结构形状，减小应力集中

轴的截面尺寸发生突变的地方，如轴肩、键槽、环槽等，都会产生应力集中，使轴产生疲劳破坏，这也是轴破坏的主要形式，因此在轴的设计中应力求降低应力集中。

对于阶梯轴，在截面尺寸变化处的过渡圆角半径不宜过小，并尽量避免在轴上开横孔、切口或凹槽。在重要的结构中，可采用卸载槽(图 13-12(a))、过渡肩环(图 13-12(b))或凹切圆角(图 13-12(c))以增加轴肩处过渡圆角半径和减小应力集中。

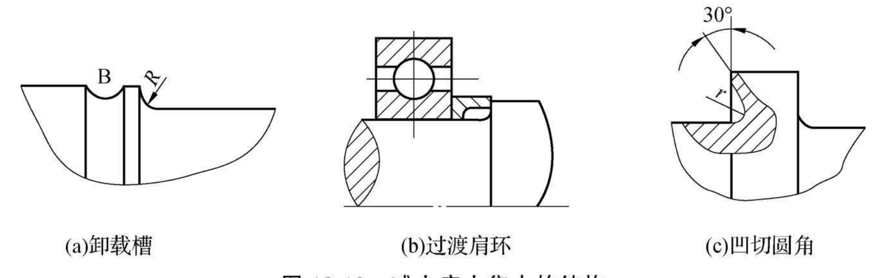


图 13-12　减小应力集中的结构

3. 提高轴的表面质量，提高轴的疲劳强度

轴的表面粗糙度和表面强化处理方法也会对轴的疲劳强度产生影响。轴的表面愈粗糙，疲劳强度也愈低。因此，应合理减小轴的表面及圆角处的加工粗糙度值。当采用对应力集中高度敏感的高强度材料制作轴时，表面质量尤应予以注意。

表面强化处理的方法有：表面高频淬火等热处理；表面渗碳、氰化、氮化等化学热处理；碾压、喷丸等强化处理。通过碾压、喷丸进行表面强化处理时可使轴的表层产生预压应力，从而提高轴的抗疲劳能力。

【小提示】

必须综合考虑轴的承载情况、轴上零件的安装和定位方式、轴承的类型和尺寸、轴的结构工艺性等，才能合理地设计轴的结构。

13.3　轴的工作能力计算

轴的工作能力计算指轴的强度、刚度和振动稳定性的计算。在进行轴的工作能力计算前应已初步完成轴的结构设计，计算时须作出轴的计算简图。

13.3.1　轴的计算简图

对于已初步完成结构设计的轴，在进行轴的强度和刚度计算时须作出轴的计算简图，标出各作用力的大小、方向和作用点的位置，画简图时应注意以下几点。

(1)将阶梯轴简化为一简支梁。

(2)齿轮、带轮等传动件作用于轴上的分布载荷，简化为集中力，其作用点取为轮毂宽度的中点。

(3)作用在轴上的转矩，简化为从传动件轮毂宽度的中点算起。

(4)轴由轴承支承，其支点简化为铰链约束。不同类型轴承及不同的布置方式，其支反力作用点的位置如图 13-13 所示。图中 a 值可查滚动轴承手册，e 值可根据滑动轴承的宽径比确定：$B/d\leqslant 1$ 时，$e=0.5B$；$B/d>1$ 时，$e=0.5d$，但不小于$(0.25\sim 0.35)B$；调心轴承 $e=0.5B$。

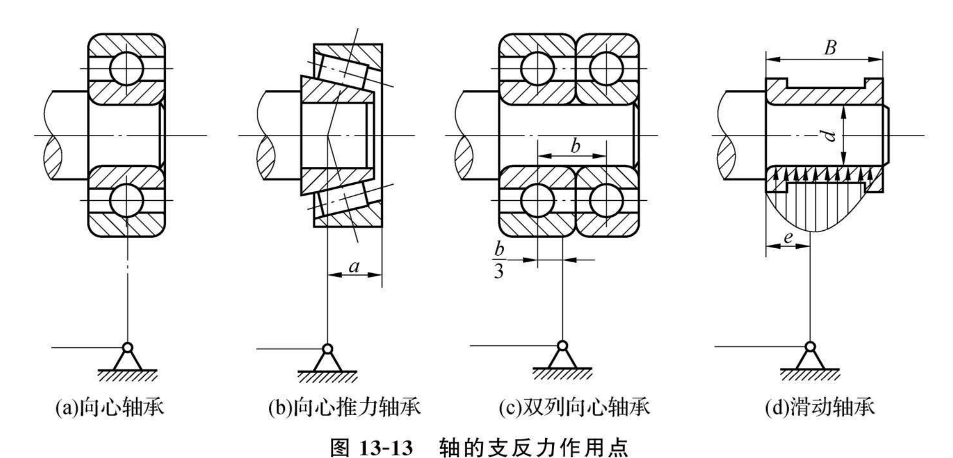


图 13-13　轴的支反力作用点

13.3.2　轴的强度计算

常见轴的强度计算方法有两种：按扭转强度计算、按弯扭合成强度计算。进行轴的强度计算时应根据轴的承载情况，采用相应的计算方法。

1. 按扭转强度计算

按扭转强度条件计算适用于只承受转矩的传动轴的精确强度计算，也可用于既受弯矩又受扭矩的转轴的初步计算。

对于只传递转矩的圆截面轴，其强度条件为

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2d^3 n} \leqslant [\tau_T] \tag{13-1}$$

设计公式为

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6}{0.2[\tau_T]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = C\sqrt[3]{\frac{P}{n}} \tag{13-2}$$

式中，τ_T、$[\tau_T]$——扭剪应力、许用扭剪应力，单位为 MPa；

T——转矩，单位为 Nmm；

P——传递的功率，单位为 kW；

W_T——抗扭截面系数，圆截面 $W_T = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2d^3$；

d——轴的直径，单位为 mm；

n——轴的转速，单位为 r/min；

C——由轴的材料和承载情况确定的常数，由表 13-4 查得。

使用以上公式时，应注意以下几点。

(1)按式(13-2)计算出的轴径，若轴上有键槽，则对轴的强度有削弱，因此，对于直径 $d \leqslant 100$ mm 的轴，在同一截面上，若有一个键槽，d 值应增大 5%～7%；有两个键槽，d 值应增大 10%～15%；对于直径 $d > 100$ mm的轴，在同一截面上，单键 d 值应增大约 3%，双键 d 值应增大约 7%。

(2)对于主要承受转矩的传动轴或者不太重要的轴，按照式(13-2)进行计算，计算得到的轴径 d 作为最后的强度计算结果。

(3)对于既承受转矩又承受弯矩的转轴，也可以利用式(13-2)初步估算轴的直径，但须将轴的许用扭剪应力$[\tau_T]$适当降低(或适当增大 C 值)，以补偿弯矩对轴的影响。计算出的轴径 d 一般作为传递转矩轴段的最小直径。

表 13-4 常用材料的 C 值和 τ_T 值

轴的材料	Q235、20	Q275、35	45	40Cr、35SiMn 等合金钢
$[\tau_T]$/MPa	12～20	20～30	30～40	40～52
C	158～134	134～117	117～106	106～97

注：1. 当弯矩相对转矩很小或只受转矩时，$[\tau_T]$取较大值，C 取较小值；反之则$[\tau_T]$取较小值，C 取较大值；

2. 当用 Q235、Q275 或者 35SiMn 时，$[\tau_T]$取较小值，C 取较大值。

2. 按弯扭合成强度计算

对于既承受弯矩又承受扭矩的转轴，应按弯扭合成强度条件计算。

在作出轴的计算简图后，一般应将轴上零件(如齿轮等)所受的载荷先分解到水平面和垂直面，并求出各支点的反力，然后分别计算水平面弯矩 M_h 和垂直面弯矩 M_v，绘出相应平面的弯矩图，再

按 $M=\sqrt{M_h{}^2+M_v{}^2}$ 计算合成弯矩，同时确定轴上扭矩 T。

在轴上的弯矩和扭矩确定的情况下，可用第三强度理论求出危险截面(即弯矩和扭矩较大而轴径可能不足的截面)的当量应力，其强度条件为

$$\sigma_e=\sqrt{\sigma_b^2+4\tau_T{}^2}\leqslant[\sigma_{-1b}] \tag{13-3}$$

式中，σ_b——危险截面上弯矩 M 产生的弯曲应力，单位为 MPa。

对于直径为 d 的圆截面轴

$$\sigma_b=\frac{M}{W}=\frac{M}{\pi d^3/32}\approx\frac{M}{0.1d^3}$$

$$\tau_T=\frac{T}{W_T}=\frac{T}{2W}$$

式中，W、W_T 分别为轴的抗弯截面系数和抗扭截面系数，单位为 mm^3。

将 σ_b 和 τ_T 值代入式(13-3)得

$$\sigma_e=\sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2+4\left(\frac{T}{2W}\right)^2}=\frac{1}{W}\sqrt{M^2+T^2}\leqslant[\sigma_{-1b}] \tag{13-4}$$

由于一般转轴的弯曲正应力为对称循环变应力，而扭转切应力的循环特性往往不是对称循环，考虑两者循环特性不同的影响，对式(13-4)中的转矩 T 乘以折合系数 α，即

$$\sigma_e=\frac{M_e}{W}=\frac{1}{W}\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}=\frac{1}{0.1d^3}\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}\leqslant[\sigma_{-1b}] \tag{13-5}$$

式中，M_e——当量弯矩，$M_e=\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}$，单位为 Nmm；

α——根据转矩性质而定的折算系数，对于不变的转矩，τ_T 为静应力，取 $\alpha\approx 0.3$；当转矩脉动变化时，τ_T 为脉动循环变应力，取 $\alpha\approx 0.6$；对于频繁正反转的轴，τ_T 为对称循环变应力，取 $\alpha=1$；若转矩的变化规律不清楚，并考虑到轴经常起动、停车，一般按脉动循环处理；

$[\sigma_{-1b}]$——为对称循环变应力的许用弯曲应力，单位为 MPa。

对于一般用途的轴，按上述方法设计计算即可。对于重要的轴，尚须做进一步的强度校核(如安全系数法)，其计算方法可查阅有关参考书。

【小提示】

在进行轴的强度计算时，首先要画出计算简图，按照轴上的载荷类型来确定相应的强度计算方法。

13.3.3　轴的刚度计算

轴属于细长杆件类零件，受载后会发生弯曲和扭转变形，变形量过大时将影响轴的正常工作，因此对于重要的或有刚度要求的轴，如机床主轴等，要进行弯曲刚度和扭转刚度计算。

轴的弯曲刚度用轴的挠度 y 或偏转角 θ 来表征，扭转刚度用轴的扭转角 φ 来表征。轴的刚度计算，就是计算轴在工作载荷下的变形量，并要求其在允许的范围内，即

$$y\leqslant[y],\ \theta\leqslant[\theta],\ \varphi\leqslant[\varphi] \tag{13-6}$$

$[y]$、$[\theta]$、$[\varphi]$分别为许用挠度、许用偏转角和许用扭转角，如表 13-5 所示。

表 13-5 轴的许用挠度[y]、许用偏转角[θ]和许用扭转角[φ]

应用场合	[y]/mm	应用场合	[θ]/rad	应用场合	[φ]/(°m)
一般用途的轴	$(0.0003\sim0.0005)l$	滑动轴承	0.001	一般传动	0.5～1
刚度要求较严的轴	$0.0002l$	深沟球轴承	0.005	较精密的传动	0.25～0.5
感应电动机轴	0.1△	调心球轴承	0.05	重要传动	≤0.25
安装齿轮的轴	$(0.01\sim0.03)m_n$	圆柱滚子轴承	0.0025		
安装蜗轮的轴	$(0.02\sim0.05)m_t$	圆锥滚子轴承	0.0016		
蜗杆	$0.0025d_1$	安装齿轮处轴截面	0.001～0.002		

注：l——支承之间的跨距(mm)；

△——电动机定子和转子之间的间隙(mm)；

m_n——齿轮的法面模数(mm)；

m_t——蜗杆端面模数(mm)；

d_1——蜗杆分度圆直径(mm)。

1. 弯曲刚度计算

光轴可直接用材料力学中的公式计算其 y 和 θ；对于阶梯轴，如果对计算精度要求不高，则可用当量直径法做近似计算。即把阶梯轴看成是当量直径为 d_v 的光轴，然后再按材料力学中的公式计算。等效光轴直径的计算公式为

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum_{i=1}^{z}\frac{l_i}{d_i^4}}} \tag{13-7}$$

式中，l_i——阶梯轴第 i 段的长度，单位为 mm；

d_i——阶梯轴第 i 段的直径，单位为 mm；

z——阶梯轴计算长度内的轴段数；

L——阶梯轴的计算长度，单位为 mm。当载荷作用于两支承之间时，$L=l$（l 为支承跨距）；当载荷作用于悬臂端时，$L=l+K$（K 为轴段的悬臂长度）。

若作用于光轴的载荷 F 位于支承跨矩 L 的中间位置时，则轴在该处的挠度 y 和支承处的偏转角 θ 分别为

$$y=\frac{Fl^3}{48EI},\quad \theta=\frac{Fl^2}{16EI} \tag{13-8}$$

式中，E——材料的弹性模量，单位为 MPa；

I——光轴剖面的惯性矩，$I=0.05d_v^4$，单位为 mm^4。

2. 扭转刚度计算

轴受转矩作用时，对于圆轴，其扭转角的计算公式为

光轴

$$\varphi=5.73\times10^4\frac{T}{GIP} \tag{13-9}$$

阶梯轴
$$\varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{1}{LG} \sum_{i=1}^{z} \frac{T_i l_i}{I_{pi}} \tag{13-10}$$

式中，T——轴所受的扭矩，单位为 Nmm；

G——材料的剪切弹性模量，单位为 N/mm；

L——阶梯轴受扭矩作用的长度，单位为 mm；

z——阶梯轴受扭矩作用的轴段数；

I_P——轴截面的极惯性矩，单位为 mm^4，对于圆轴，$I_P=\frac{\pi d^4}{32}$；

T_i——第 i 段轴所受的转矩，单位为 Nmm；

l_i——第 i 段轴的长度，单位为 mm；

I_{Pi}——第 i 段轴的极惯性矩，单位为 mm^4。

13.3.4　轴的振动稳定性计算简介

轴是一个弹性体，当其回转时，即使不受周期性外载荷的作用，由于轴和轴上零件的材料组织不均匀、制造有误差或对中性不良等，均会产生以离心力为表征的周期性干扰力(图 13-14)从而引起轴的弯曲振动或扭转振动，常见的振动是弯曲振动。当轴所受的干扰力频率与轴的自振频率相同或接近时，运转便不稳定而发生显著的振动，这种现象称为轴的共振。产生共振时轴的转速称为临界转速 n_c，共振能使轴甚至整个机器发生破坏，因此，对于转速较高的轴应设法避免共振。

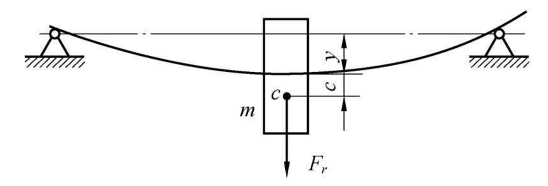


图 13-14　装有单圆盘的双铰支轴

轴的临界转速可有很多个，最低的一个称为一阶临界转速 n_{c1}，依次还有二阶、三阶等临界转速 n_{c2}，n_{c3}，…。工作转速低于 n_{c1} 的轴称为刚性轴，超过 n_{c1} 的轴称为挠性轴。一般情况下，对于刚性轴，应使工作转速 $n<0.85n_{c1}$；对于挠性轴，应满足 $1.15n_{c1}<n<0.85n_{c2}$ 等条件。若轴的工作转速很高时，显然应使其转速避开相应的高阶临界转速；若不满足上述条件，就要通过改变轴的结构、尺寸，甚至改变轴的跨距等措施，达到改变轴的临界转速(即调频)的目的。

13.4　轴的设计实例分析

轴的设计包括结构设计和强度计算两部分内容，下面通过典型实例对轴的设计的具体方法和步骤进行分析。

[例 13-1]　设计某单级斜齿圆柱齿轮减速器高速轴(即小齿轮轴)，齿轮减速器的简图如图13-15所示。已知：

(1)电动机主要参数：型号 Y160-M4，功率 $P=11$ kW，转速 $n=1440$ r/min；

(2)带传动的主要参数为：带轮基准直径 $d_{d1}=112$ mm，$d_{d2}=265$ mm，传动比 $i_1=2.37$，大小带轮宽度均为 $b=50$ mm，带轮压轴力 $F_Q=2300$ N；

(3)齿轮传动的主要参数为：模数 $m_n=4$ mm，齿轮齿数 $z_1=29$，$z_2=81$，传动比 $i_2=2.79$，分度圆螺旋角 $\beta=12°15'36''$，齿宽 $b_1=54$ mm，$b_2=48$ mm。

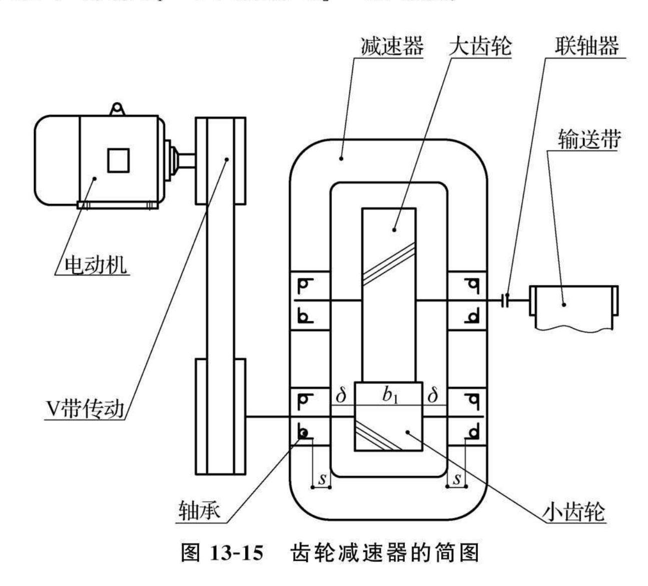


图 13-15 齿轮减速器的简图

解：

1. 选择轴的材料

该轴无特殊要求，因此选用 45 钢，调质处理。由表 13-1 知，轴的表面硬度为 217～255HBS，$\sigma_B=650$ MPa。

2. 初步估算轴的直径

此轴为转轴，按扭转强度估算轴的最小轴径。首先确定减速器输入轴的输入功率

$$P_1=P\eta$$

式中，η 为带传动的效率，取 $\eta=0.95$。$P_1=11\times0.95=10.45$ kW；输入轴转速为 $n_1=n_0/i_1=1440/2.37=607.595$ r/min。

根据式(13-2)，取 $C=110$，得

$$d_{\min}\geqslant C\sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}=110\sqrt[3]{\frac{10.45}{607.595}}=28.394\ \text{mm}$$

由于安装大带轮位置需要安装键，轴径应增加 5%，$d_{\min}=29.8$ mm，从机械设计手册上查得，带轮孔径为 35 mm，故选择轴端与带轮连接处的轴径为 35 mm。

3. 轴的结构设计

根据轴上主要安装零件的布置和初步估算出的轴最小直径，进行轴的结构设计。

(1)轴上零件的轴向定位

如图 13-16 所示，采用齿轮从左端装入方案，齿轮右端靠轴肩定位，左端靠套筒定位；齿轮两

端安装的轴承采用同一型号，安装轴承处的轴径应相同，以便于加工、安装和维修；为便于装拆轴承，轴承处轴肩不能超过轴承内圈高度，故右边轴承与齿轮之间设置两个轴肩。带轮右端也依靠轴肩定位，左端采用轴端挡圈固定。

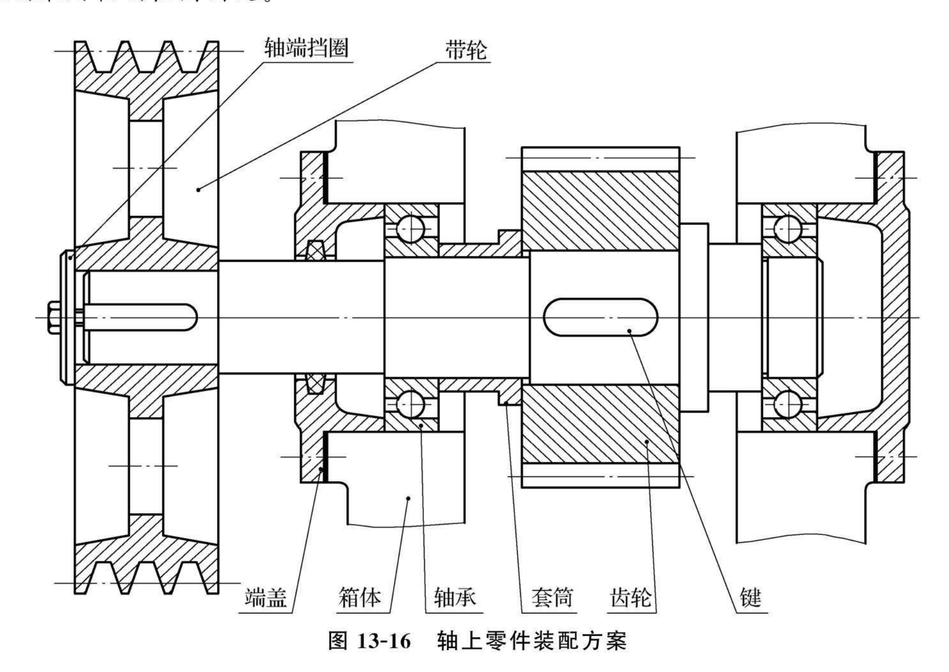


图 13-16　轴上零件装配方案

(2)确定轴的各段直径

如图 13-17 所示，各段直径按照定位轴肩一般取 3～5 mm、非定位轴肩一般取 1～2.5 mm 及标准件按标准系列选取的原则，从轴端直径最小处安装带轮开始依次向右取 φ35 mm→φ42 mm(定位轴肩且符合密封圈尺寸)→φ45 mm(非定位轴肩且符合轴承内圈尺寸)→φ50 mm(非定位轴肩)→φ60 mm(齿轮定位轴肩)→φ55 mm(轴承定位轴肩)→φ45 mm(符合轴承内圈尺寸)。

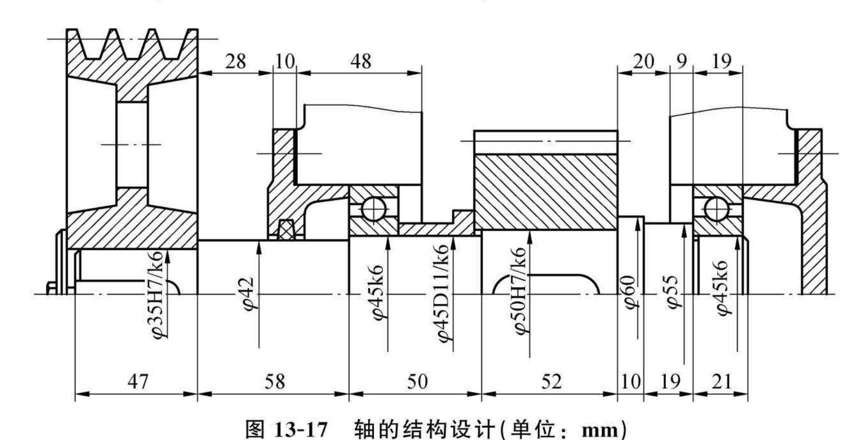


图 13-17　轴的结构设计(单位：mm)

(3)确定轴的各段长度

各轴段的长度，取决于轴上零件的宽度及它们的相对位置，如图 13-16 所示。

φ35 轴段根据带轮宽度确定，带轮宽度 50 mm，为保证带轮定位可靠，取长度为 47 mm。

φ42 轴段根据轴承(7209C)的位置、轴承盖及轴承座结构尺寸(箱体壁厚、连接螺栓凸缘宽度、

轴承盖与带轮之间的距离)等确定，取长度为 58 mm。

φ45 轴段根据轴承宽度及齿轮的位置确定，考虑转动齿轮与固定箱壁之间应留有间隙，取齿轮端面距箱体内壁的距离δ=20 mm，考虑滚动轴承润滑时要设挡油环(图中未画出)，取轴承端面距箱体内壁的距离 $s=9$ mm，所以取该轴段长度为 50 mm。

φ50 轴段根据齿轮宽度确定，齿轮宽度为 54 mm，为保证齿轮定位可靠，取长度 52 mm。

φ60 轴段为轴环，其长度约为 1.4 倍轴肩高度，取长度为 10 mm。

φ55 轴段根据轴承的位置确定，取长度为 19 mm。

φ45 轴段根据轴承的宽度确定，取长度为 21 mm。

(4)轴上零件的周向定位

齿轮、带轮与轴的周向定位均采用平键联结。齿轮与轴的连接选用 A 型平键，按机械设计手册查得截面尺寸 $b\times h=14\times 9$ mm，长度 $L=45$ mm，小于轮毂宽度 54 mm；带轮与轴的连接选用 C 型平键，截面尺寸为 10×8，长度 $L=40$ mm。

为了保证传动平稳可靠，同时安装方便，齿轮轮毂与轴的配合、带轮与轴的配合均选用 H7/k6，滚动轴承与轴的周向定位借助于过渡配合来保证，此处选择轴的直径尺寸公差为 k6。

(5)考虑轴的结构工艺性

考虑轴的结构工艺，取轴端倒角为 2×45°，安装轴承位置需要磨削加工，因此右端轴段需要砂轮越程槽，两键槽位置应在轴的同一母线上。最后得到的结构设计如图 13-16 所示。

4. 轴的强度校核

轴的受力计算简图(即力学模型)如图 13-18(a)所示，取集中载荷作用与齿轮及带轮中点，滚动轴承的受力点位置按照机械设计手册选取。取 $l_{AB}=99.4$ mm、$l_{BC}=58.6$ mm、$l_{CD}=58.6$ mm。

(1)齿轮上作用力大小

$$F_{t1}=\frac{2T_1}{d_1}=\frac{2\times 164.25\times 10^3}{118.707}=2767.3\ \text{N}$$

$$F_{a1}=F_{t1}\tan\beta=2767.3\times\tan 12°15'36''=601.348\ \text{N}$$

$$F_{r1}=F_{t1}\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}=2767.3\times\frac{\tan 20°}{\cos 12°15'36''}=1030.72\ \text{N}$$

各力的方向如图 13-18(a)所示。

(2)求水平面支反力 R_{BH}、R_{DH} 和弯矩 M_H，作水平面弯矩图(图 13-18(b))。

$$R_{BH}=\frac{F_r\times l_{CD}-F_a\times\frac{d_1}{2}-F_Q\times(l_{AB}+l_{BC}+l_{CD})}{(l_{BC}+l_{CD})}=-4039.9\ \text{N}$$

$$R_{DH}=\frac{F_Q\times l_{AB}+F_r\times l_{BC}+F_a\times\frac{d_1}{2}}{(l_{BC}+l_{CD})}=2077.6\ \text{N}$$

$$M_{BH}=F_Q\times l_{AB}=228.62\times 10^3\ \text{Nmm}$$

$$M_{CH1}=F_Q\times(l_{AB}+l_{BC})+R_{BH}\times l_{BC}=126.66\times 10^3\ \text{Nmm}$$

$$M_{CH2}=M_{CH1}+F_a\frac{d_1}{2}=162.36\times 10^3\ \text{Nmm}$$

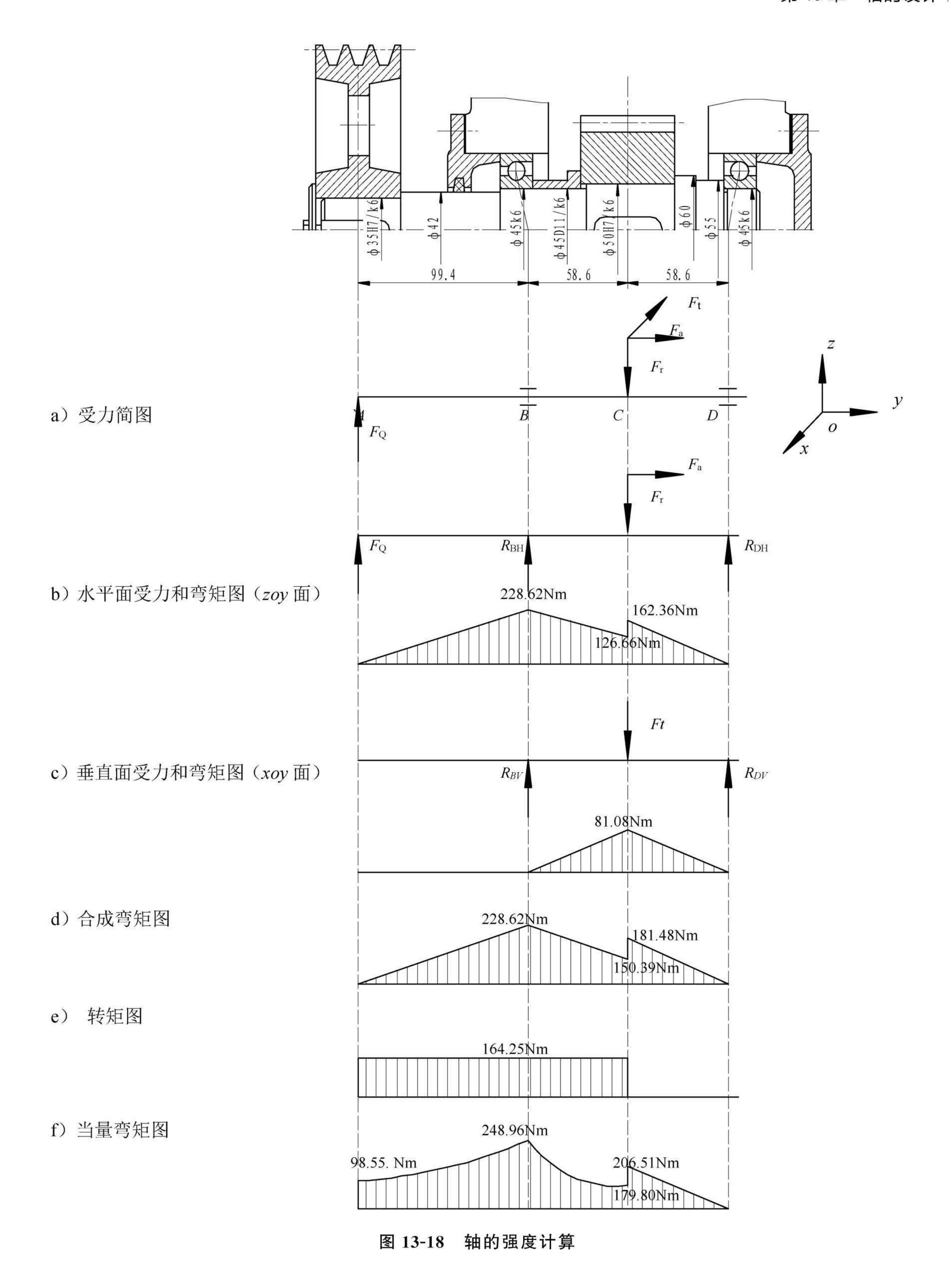


图 13-18　轴的强度计算

(3)求垂直面支反力 R_{BV}，R_{DV} 和弯矩 M_V，作垂直平面弯矩图(图 13-18(c))。

$$R_{BV}=\frac{F_{t1}\times l_{CD}}{(l_{BC}+l_{CD})}=1383.7\ \text{N}$$

$$R_{DV}=\frac{F_{t1}\times l_{BC}}{(l_{BC}+l_{CD})}=1383.7\ \text{N}$$

$$M_{cV}=R_{BV}\times l_{BC}=81.08\times10^3\ \text{Nmm}$$

(4)计算合成弯矩，作合成弯矩图(图 13-18(d))。

$$M_B=\sqrt{M_{BH}^2+M_{BV}^2}=\sqrt{228.62^2+0^2}=228.62\times10^3\ \text{Nmm}$$

$$M_{C1}=\sqrt{M_{CH1}^2+M_{CV}^2}=\sqrt{126.66^2+81.08^2}=150.39\times10^3\ \text{Nmm}$$

$$M_{C2}=\sqrt{M_{CH2}^2+M_{CV}^2}=\sqrt{162.36^2+81.08^2}=181.48\times10^3\ \text{Nmm}$$

(5)计算转矩，作转矩图(图 13-18(e))。

$$T=T_1=164.25\text{Nm}$$

(6)计算当量弯矩，作当量弯矩图(图 13-18(f))。取 $\alpha=0.6$

$$M_{Ae}=\sqrt{0^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{0^2+(0.6\times164.25)^2}=98.55\times10^3\ \text{Nmm}$$

$$M_{Be}=\sqrt{M_B^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{228.62^2+(0.6\times164.25)^2}=248.96\times10^3\ \text{Nmm}$$

$$M_{C1e}=\sqrt{M_{C1}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{150.39^2+(0.6\times164.25)^2}=179.80\times10^3\ \text{Nmm}$$

$$M_{C2e}=\sqrt{M_{C2}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{181.48^2+(0.6\times164.25)^2}=206.51\times10^3\ \text{Nmm}$$

(7)按弯扭合成应力校核轴的强度

截面 B 当量弯矩最大，故截面 B 为可能危险截面。查表 13-1，得

$$[\sigma_{-1b}]=60\ \text{MPa}$$

$$\sigma_{Be}=\frac{M_{Be}}{W}=\frac{248.96\times10^3}{0.1\times45^3}=27.32\ \text{MPa}<[\sigma_{-1b}]$$

所以轴的强度足够。

【本章要点】

(1)注意根据轴上承受载荷类型的不同来区分轴的类型。

(2)在进行轴的结构设计时，要考虑轴的承载情况、轴上零件的轴向、周向定位和固定方式、轴段长度和直径的要求、轴的结构工艺性等，才能设计出轴的合理结构。

(3)在进行轴的强度计算时，首先要画出计算简图，按照轴上的载荷类型来确定相应的强度计算方法，注意按弯扭合成强度计算时折合系数 α 的取值。

课后习题

13-1 简述常用的轴的材料及用途。

13-2 轴的作用是什么？心轴、转轴、传动轴的区别是什么？

13-3 轴上零件的轴向定位和固定有哪些方法？各有什么特点？轴上零件的周向定位和固定有

哪些方法？各有什么特点？

13-4 在轴的弯扭合成强度计算公式 $M_e=\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}$ 中，α 的含义是什么？其大小如何确定？

13-5 轴的结构设计的目的和主要要求是什么？

13-6 按照图 13-19 中各轴所承受载荷的情况，判定其类型。

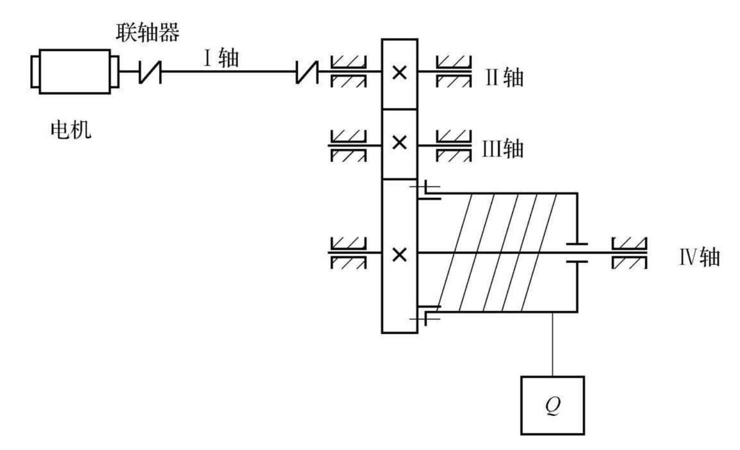


图 13-19　题 13-6 图

13-7 一传动轴，传递功率 $P=10$ kW，转速 $n=360$ r/min，轴的材料为 40Cr 钢，调质处理，计算轴的最小直径 d_{min} 是多少。

13-8 已知一传动轴直径 $d=45$ mm，转速 $n=1\ 230$ r/min，许用扭转剪切应力 $[\tau]=80$ MPa，试求该轴能传递的最大功率 P_{max}。

13-9 已知一转轴在直径 $d=55$ mm 处受不变转矩 $T=150$ N·m 和弯矩 $M=200$ N·m，轴的材料为 45 钢调质，问该轴能否满足强度要求？

13-10 已知某传动装置中，有一齿轮相对于轴承对称安装在轴上，尺寸如图 13-20 所示。试设计此轴各轴段的直径及长度(单位 mm。图中直齿轮仅画出轮廓，请补充完整)。

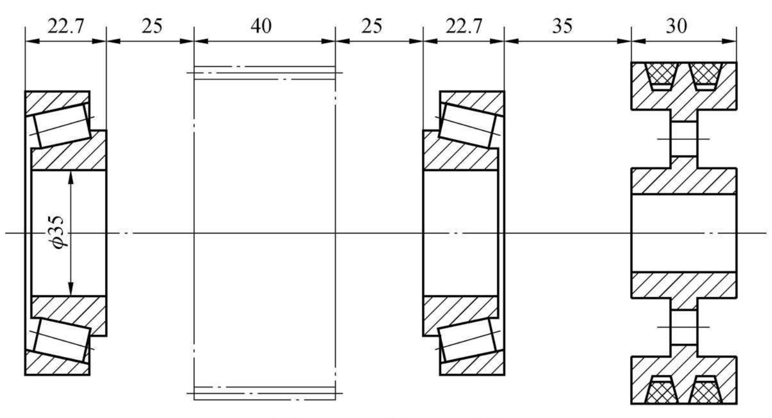


图 13-20　题 13-10 图

13-11 指出图 13-21 中轴的结构设计中不合理的地方，并画出改进后的轴的结构图。

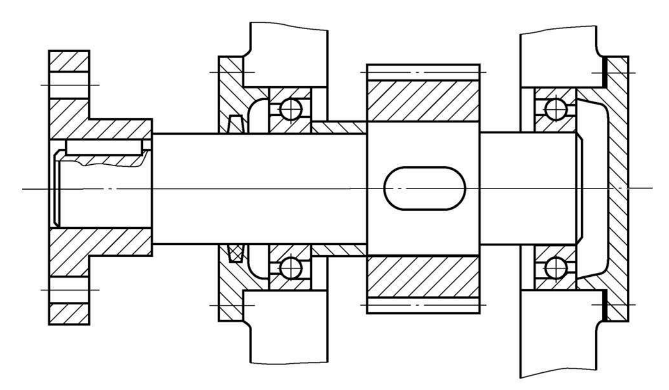


图 13-21 题 13-11 图

13-12 已知一传动轴的材料为 40Cr 钢调质，传递功率 $P=12$ kW，转速 $n=80$ r/min。试求：

(1)按扭转强度计算轴的直径；

(2)按扭转刚度计算轴的直径(设轴的允许扭转角$[\varphi]\leqslant 0.5°/\text{m}$)。

13-13 如图 13-22 所示为一台二级圆锥圆柱齿轮减速器简图，输入轴由左端看为逆时针转动。已知 $F_{t1}=5000$ N，$F_{r1}=1690$ N，$F_{a1}=676$ N，$d_{m1}=120$ mm，$d_{m2}=300$ mm，$F_{t3}=10000$ N，$F_{r3}=3751$ N，$F_{a3}=2493$ N，$d_3=150$ mm，$l_1=l_3=60$ mm，$l_2=120$ mm，$l_4=l_5=l_6=100$ mm，试画出输入轴的计算简图，计算轴的支反力，画出轴的弯扭图和扭矩图。

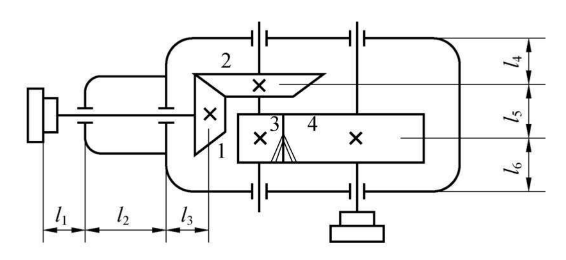


图 13-22 题 13-13 图

第 14 章　滚 动 轴 承

【学习重点】

了解滚动轴承的作用、结构和分类；

了解与掌握滚动轴承的失效形式和设计准则；

掌握轴承代号，并能合理选用滚动轴承类型；

掌握接触球轴承和圆锥滚子轴承的轴向力计算方法；

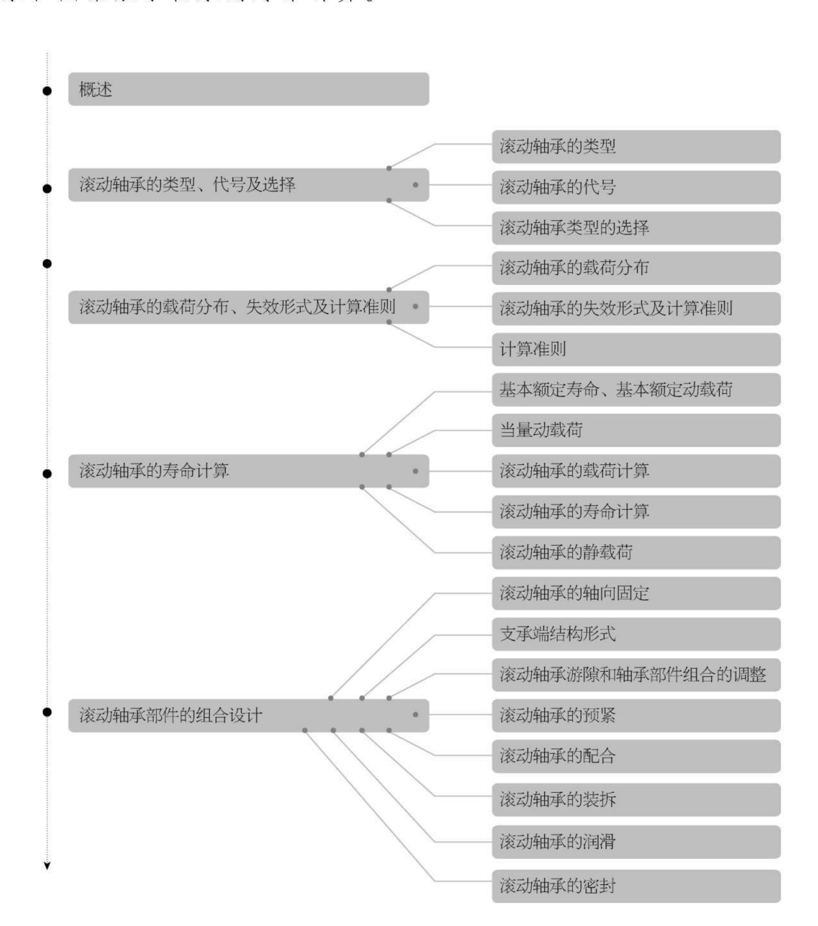
理解寿命计算公式中各参数的意义；

掌握滚动轴承的寿命计算方法；

掌握滚动轴承的组合结构设计以及润滑和密封的方法。

【学习难点】

角接触球轴承和圆锥滚子轴承的寿命计算。



【本章导入】

通过第 13 章的学习，大家知道了旋转类零件需要轴来为其提供支承，那么为轴提供支承的零件是什么呢？工程上主要应用的是滚动轴承。由于轴的应用类型很多，滚动轴承的应用实例也很多，如图 14-1 至图 14-4 所示。

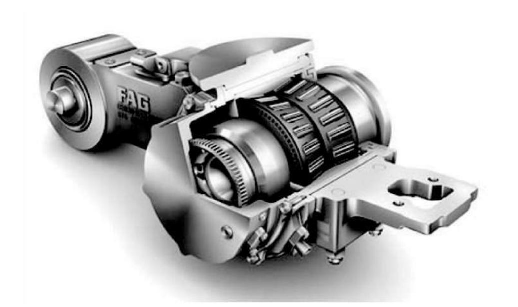


图 14-1 高速列车滚动轴承



图 14-2 齿轮箱中轴承

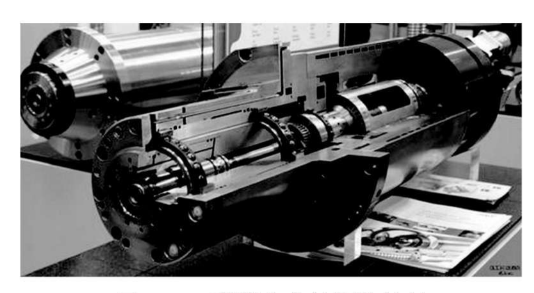


图 14-3 高速电主轴滚动轴承

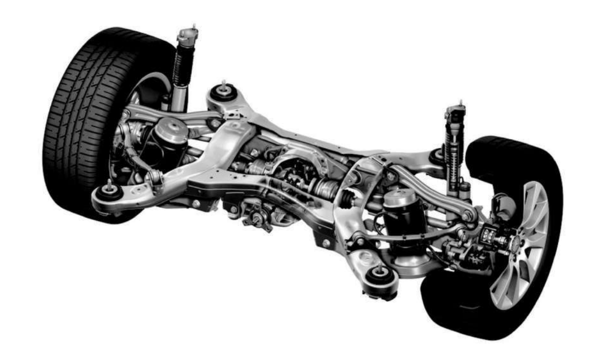


图 14-4 车轮滚动轴承

在一台机器传动系统的设计中，一般会用到齿轮、轴等来传递动力和运动，轴要依靠轴承提供支撑。如何设计合理的滚动轴承支撑形式而且满足轴承寿命要求？轴承属于标准件，首先，要掌握滚动轴承代号的含义，然后选择合适的滚动轴承类型，并且能够依据滚动轴承的载荷计算滚动轴承的工作寿命，当然，还要掌握滚动轴承的组合设计方法。通过对本章的认真学习，可以初步实现设计可靠的滚动轴承支承方式的任务。

14.1 概　　述

滚动轴承是现代机械中广泛应用的标准部件之一，由专门的轴承工厂批量生产和供应。轴承工业是机械工业的基础产业和骨干产业，代表了一个国家机械工业和相关产业的发展水平。轴承质量的高低，直接影响产品的质量，如电机的振动和噪声，很大程度上取决于轴承质量；通信卫星消旋装置中的轴承性能，直接影响其通信效果；航空、航天中关键轴承发生故障，会造成严重的事故等。

因此，在机械设计中，要求设计者根据具体的工作条件正确选择轴承的类型和尺寸、验算轴承的承载能力并进行组合结构设计。

滚动轴承的构造如图 14-5 所示，由内圈、外圈、滚动体和保持架四部分组成。内圈装在轴颈上，外圈装在轴承座孔内。通常内圈随轴旋转，外圈静止，但也有内圈静止，外圈旋转，或内圈、外圈同时旋转的场合。滚动体均匀分布在内、外圈滚道之间，其形状、尺寸、数量的不同对滚动轴承的承载能力和极限转速有很大影响。常见的滚动体如图 14-6 所示，有球、圆柱滚子、圆锥滚子、球面滚子、非对称球面滚子、滚针等多种类型。保持架的作用是均匀地将滚动体隔开，从而避免相邻的滚动体的摩擦和磨损。

轴承的内、外圈和滚动体要求强度高、耐磨性好，一般采用高碳铬轴承钢如 GCr15 或渗碳轴承钢如 G20Cr2Ni4A 材料制造，热处理硬度一般不低于 60HRC，工作表面要求磨削抛光。保持架通常采用钢、黄铜、轻合金、尼龙或酚醛树脂等材料制造。

与滑动轴承比较，滚动轴承因具有下列优点而获得了广泛的应用：摩擦系数小，启动力矩小，效率高；轴向尺寸小，可使机器结构紧凑；多数滚动轴承能够同时承受径向和轴向载荷；内部间隙小，还可以通过预紧消除间隙，提高轴承刚度和旋转精度；润滑方便，维护保养成本低；属于标准件，互换性好，使用和更换十分方便。

滚动轴承的缺点是：抗冲击能力较差，高速旋转时噪声大，径向尺寸较大，工作寿命不及液体摩擦滑动轴承长。

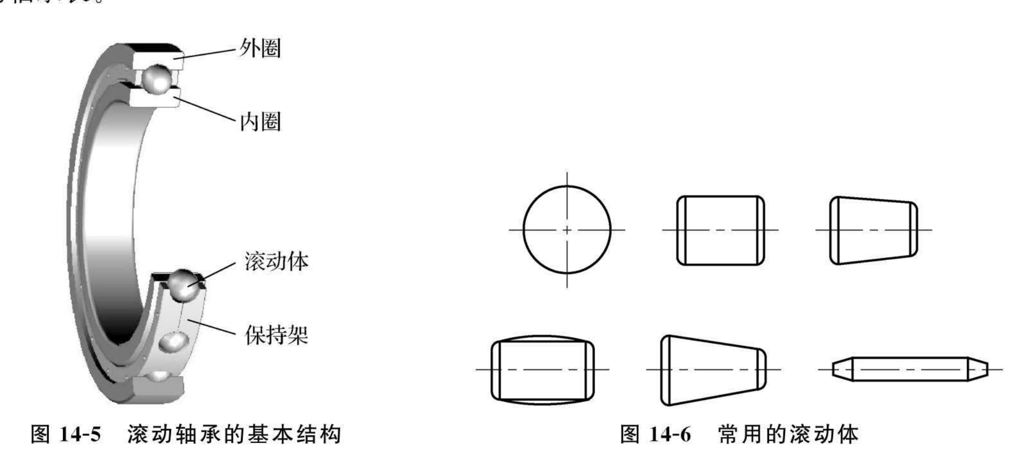


图 14-5　滚动轴承的基本结构　　**图 14-6　常用的滚动体**

14.2　滚动轴承的类型、代号及选择

14.2.1　*滚动轴承的类型*

滚动体与外圈接触处的法线与轴承的径向平面之间的夹角称为轴承的公称接触角，用 α 表示。它是滚动轴承的一个重要参数，滚动轴承的分类和受力分析都与之相关。

滚动轴承可以按不同方法进行分类：按滚动体的形状，可分为球轴承和滚子轴承；按调心性能

可分为调心轴承和非调心轴承；按轴承承受的载荷方向和公称接触角的不同分为向心轴承、推力轴承和向心推力轴承，如表 14-1 所示。

表 14-1　各类球轴承的公称接触角

轴承类型	向心轴承	推力轴承	向心推力轴承
公称接触角 α	$\alpha=0°$	$\alpha=90°$	$0°<\alpha\leqslant45°$
图例			

常用滚动轴承的类型及特性如表 14-2 所示。

表 14-2　常用滚动轴承类型及特性

类型名称	结构简图	类型代号	承载方向	特性
调心球轴承		1		主要承受径向载荷，也能够同时承受少量的双向轴向载荷，外圈滚道为球面，具有自动调心性能。允许内、外圈轴线相对偏斜 2°～3°，适用于多支点轴、弯曲刚度小的轴以及难以精确对中的支承
调心滚子轴承		2		特性与调心球轴承相同，但径向承载能力比调心球轴承大，允许内、外圈轴线相对偏斜 1.5°～2.5°
推力调心滚子轴承		2		用于承受以轴向载荷为主的轴向、径向联合载荷。运转中滚动体受离心力矩作用，滚动体与滚道之间产生滑动，并导致轴圈与座圈分离，为保证轴承正常工作，须施加一定的轴向预载荷。允许内、外圈轴线相对偏斜 1.5°～2.5°
圆锥滚子轴承		3		能够承受较大的径向载荷和单向轴向载荷，外圈可分离，安装时可以调整游隙，一般成对使用，对称安装

续表

类型名称	结构简图	类型代号	承载方向	特性
推力球轴承		5		只能承受单向轴向载荷，两个圈的内径不一样大，内径较小的是轴圈，安装在轴上，内径较大的是座圈，安装在机座上。为了防止滚动体与滚道之间的滑动，工作时须施加一定的轴向载荷
双向推力球轴承		5		能够承受双向轴向载荷，中间圈为轴圈，与轴配合，另外两个圈是座圈。高速时离心力大，滚动体与保持架因摩擦而发热严重，寿命降低，故极限转速很低
深沟球轴承		6		主要承受径向载荷，也能够承受少量的双向轴向载荷，摩擦阻力小，极限转速高，在高速时，可以用来替代推力球轴承。结构简单，价格便宜，应用最为广泛
角接触球轴承		7		能够承受径向载荷和单向轴向载荷，极限转速较高，公称接触角 α 有 15°、25°、40°三种，接触角越大，轴向承载能力也越大。一般成对使用，对称安装
圆柱滚子轴承		N		只能够承受径向载荷，不能承受轴向载荷。承载能力比同尺寸的球轴承大，能够承受冲击载荷，极限转速高。对轴的偏斜敏感，允许内、外圈轴线相对偏斜 2′～4′，故只能用于刚性较大的轴上，并要求轴承座孔很好地对中
		NU		

续表

类型名称	结构简图	类型代号	承载方向	特性
滚针轴承		NA		径向结构紧凑，有较大的径向承载能力，不能承受轴向载荷，摩擦系数较大，极限转速低

14.2.2 滚动轴承的代号

滚动轴承的类型繁多，在常用的各类滚动轴承中，每一类又有不同的结构、尺寸、游隙和精度等级，以便适应不同的技术要求，因此为了能够统一表征各类轴承的特点，便于选用和制造，GB/T 272—1993规定了轴承代号的表示方法。

轴承代号由基本代号、前置代号和后置代号构成，其排列如下：

前置代号	基本代号	后置代号

1. 基本代号

基本代号表示轴承的基本类型、结构和尺寸。它由轴承的类型代号、尺寸系列代号和内径代号构成。其排列如表 14-3 所示。

表 14-3 轴承基本代号的构成

基本代号				
五	四	三	二	一
类型代号	尺寸系列代号		内径代号	
	宽(高)度系列代号	直径系列代号		

(1)类型代号

轴承类型代号用基本代号右起第五位数字或字母表示。

(2)尺寸系列代号

尺寸系列代号由轴承的宽度系列代号和直径系列代号组合而成。

轴承的直径系列，即结构相同、内径相同的轴承在外径和宽度方面的变化系列，如图 14-7、14-8所示，用基本代号右起第三位数字表示。直径系列代号有 7、8、9、0、1、2、3、4 和 5，对应于相同内径轴承的外径宽度尺寸依次递增。

轴承的宽(高)度系列(即结构相同、内径和直径系列都相同的轴承在宽度方面的变化系列)用基本代号右起第四位数字表示。宽度系列代号有 8、0、1、2、3、4、5 和 6，对应于相同内径轴承的宽度尺寸依次递增。当宽度系列为 0 时，对多数轴承在代号中可省略，但对于调心滚子轴承和圆锥滚子轴承，宽度系列代号 0 应标出。

制定尺寸系列代号的目的：同一内径轴承有不同大小滚动体，提供不同承载能力。

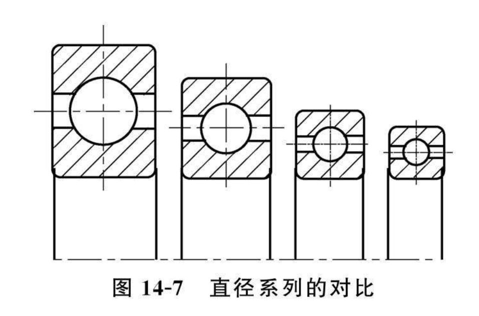


图 14-7　直径系列的对比

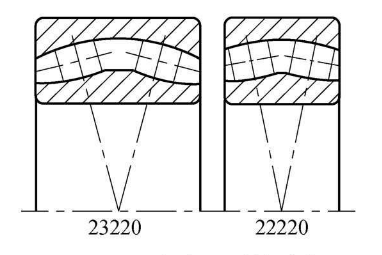


图 14-8　宽度系列的对比

(3)内径代号

轴承公称内径代号用基本代号右起第一、二位数字表示，如表 14-4 所示。

表 14-4　轴承内径代号

代号	00	01	02	03	04～99	/内径尺寸
内径	10	12	15	17	数字×5	＞500，22，28，32

例如，代号为 61856 的深沟球轴承，其中，6 为类型代号，18 为尺寸系列代号，56 为内径代号。代号为 N2210 的圆柱滚子轴承，其中，N 为类型代号，22 为尺寸系列代号，10 为内径代号。

2. 前置、后置代号

前置、后置代号是轴承在结构形状、尺寸、游隙、精度等技术要求有改变时，在其基本代号左右添加的补充代号，其排列如表 14-5 所示。

表 14-5　轴承代号的排列

<table>
<tr><td colspan="10">轴承代号</td></tr>
<tr><td rowspan="2">前置代号</td><td rowspan="3">基本代号</td><td colspan="8">后置代号</td></tr>
<tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td></tr>
<tr><td>成套轴承分部件</td><td>内部结构</td><td>密封与防尘结构</td><td>保持架及其材料</td><td>轴承材料</td><td>公差等级</td><td>游隙组别</td><td>配置</td><td>其他</td></tr>
</table>

后置代号的内容较多，常用的有轴承内部结构、公差等级、游隙组别及配置代号等。

内部结构代号表示同一类型轴承不同的内部结构。例如，C、AC、B 分别代表公称接触角为 15°、25°和 40°的角接触轴承；E 代表为增大轴承承载能力而改进结构的加强型轴承。

轴承公差等级代号按精度依次由高级到低级分为六个级别，2 级、4 级、5 级 6 级(或 6X 级)和 0 级，其代号分别为/P2、/P4、/P5、/P6(/P6X)、/P0。其中，6X 级仅适用于圆锥滚子轴承，0 级为普通级(在轴承代号中可省略)，是最常用的轴承公差等级。

轴承径向游隙系列代号按游隙由小到大分为六个组别，1 组、2 组、0 组、3 组、4 组和 5 组。0 组游隙是常用的游隙组别，在轴承代号中不标出，其余的游隙组别在轴承代号中分别用/C1、/C2、/C3、/C4、/C5 表示。

其余前置、后置代号的说明见有关的国家标准或轴承产品样本。

14.2.3 滚动轴承类型的选择

轴承类型的选择应考虑多种因素。具体选择时，可参考以下原则。

1. **载荷**

轴承所承受工作载荷的大小、方向和性质是选择轴承类型的主要依据。

(1)载荷的大小与性质

由于球轴承主要元件间是点接触，适用于轻、中及波动较小的载荷；而滚子轴承主要元件间是线接触，适用于承受重载荷及波动较大的载荷。

(2)载荷的方向

承受纯径向载荷时，可选用深沟球轴承、圆柱滚子轴承或滚针轴承。承受纯轴向载荷时，一般选用推力轴承。既承受径向载荷又承受不大的轴向载荷时，可选用深沟球轴承或接触角不大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承；同时承受较大的轴向载荷时，可选用接触角较大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承，也可以选用向心轴承和推力轴承组合。

2. **转速**

轴承样本中列入了各种类型、各种尺寸轴承的极限转速 $n_{\lim}$ 值，这个转速是指载荷不太大(当量动载荷 $P \leqslant 0.1C$，C 为基本额定动载荷)，冷却条件正常，且为 0 级公差轴承时的最大允许转速。

转速较高、载荷较小或要求旋转精度较高时，宜选用球轴承；转速较低、载荷较大或有冲击载荷时，宜选用滚子轴承。

推力轴承的极限转速均很低。当工作转速较高时，若轴向载荷不是很大，可选用角接触球轴承或深沟球轴承。

3. **调心性能**

当由于加工、安装误差等原因，导致轴的中心线与轴承座孔中心线不重合而有角度误差时，或因轴受力而弯曲或倾斜时，会造成轴承的内、外圈轴线发生偏斜，如图 14-9 所示。如果偏斜角度较大，应选用具有调心性能的轴承，如调心球轴承、调心滚子轴承等。

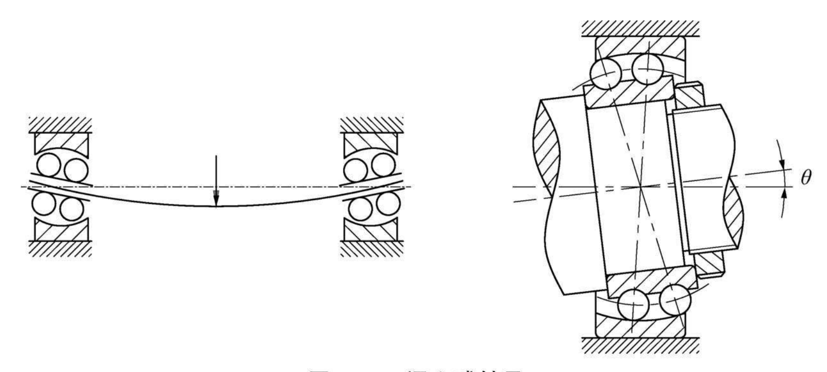


图 14-9 调心球轴承

4. 安装和拆卸

当轴承座不是剖分式而必须沿轴向安装和拆卸轴承时，可优先选用内、外圈可分离的轴承，如圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承等。当轴承在长轴上安装时，为了便于装拆，可以选用内圈为圆锥孔，并配以紧定衬套安装的轴承。

经济性也是在选择轴承类型时应当考虑的一个因素，一般球轴承比滚子轴承便宜、轴承的精度越高则价格越高，在满足工况条件要求的前提下，应选择成本较低的类型。

14.3 滚动轴承的载荷分布、失效形式及计算准则

14.3.1 滚动轴承的载荷分布

在中心轴向力作用下的向心滚动轴承，可认为载荷由各滚动体平均分担；在径向力作用下的滚动轴承则不然，它最多只有半圈滚动体受载，且各滚动体的受载大小也不同(图 14-10)。根据力的平衡条件可求出受载最大的滚动体的载荷为

点接触轴承 $$F_0=\frac{4.37}{z}F_r\approx\frac{5}{z}F_r \tag{14-1}$$

线接触轴承 $$F_0=\frac{4.08}{z}F_r\approx\frac{4.6}{z}F_r \tag{14-2}$$

式中，F_r——轴承所受的径向力，单位为 N；

z——滚动体个数。

下面以角接触球轴承为例分析轴承的附加轴向力。如图 14-11 所示。当角接触球轴承承受径向载荷 F_r时，由于存在公称接触角 α，承载滚动体的反力 F'_{Ni}不沿半径方向，而是沿着滚动体与外圈接触点的法线方向，它可以分解为一个径向分力 F_{Ni}和一个轴向分力 F_{di}。所有径向分力 F_{Ni}的向量和与径向载荷 F_r相平衡；所有的轴向分力 F_{di}之和构成轴承的派生轴向力 F_d。F_d迫使内外圈有分离的趋势。按一半滚动体受力进行分析，得

$$F_d\approx1.25F_r\tan\alpha \tag{14-3}$$

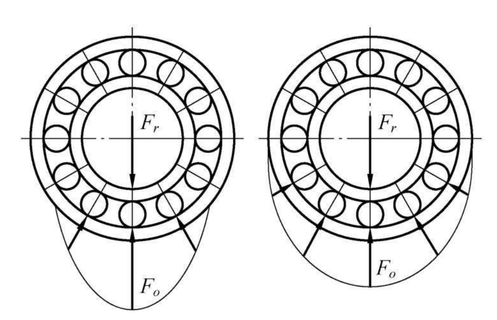


图 14-10 轴承中受载滚动体受载

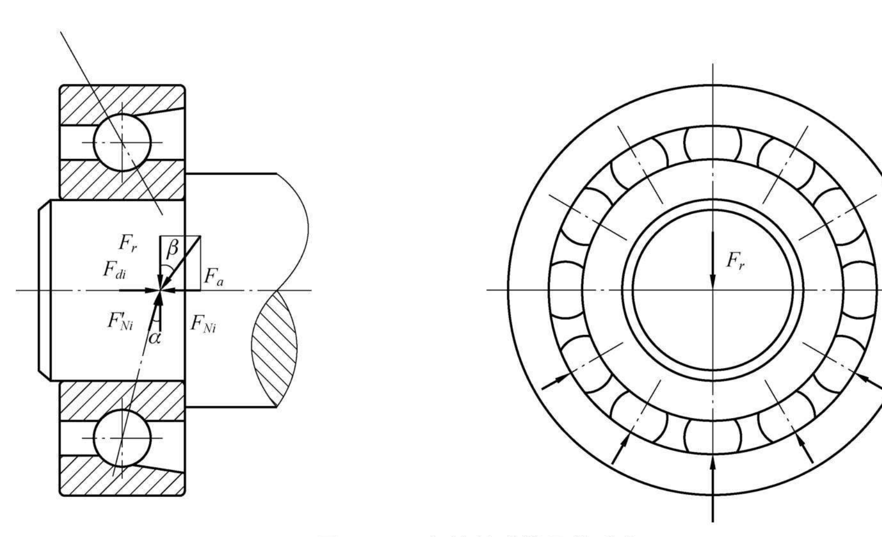


图 14-11 角接触球轴承的受力

计算各种轴承附加轴向力的公式可查表 14-6。表中，Y 为圆锥滚子轴承的轴向动载荷系数，可查表 14-7；e 为判断系数，可查表 14-7。

滚动轴承附加轴向力的方向是由轴承外圈的宽边指向窄边，通过内圈作用于轴上，由于角接触轴承受径向载荷后会产生相应的附加轴向力，故应成对使用。

表 14-6 约有半数滚动体受载时派生轴向力的计算公式

圆锥滚子轴承	角接触球轴承		
	70000C($\alpha=15°$)	70000AC($\alpha=25°$)	70000B($\alpha=40°$)
$F_d=\dfrac{F_r}{2Y}$	$F_d=eF_r$	$F_d=0.68F_r$	$F_d=1.14F_r$

表 14-7 当量动载荷系数

轴承类型		相对轴向载荷	$F_a/F_r\leqslant e$		$F_a/F_r>e$		判断系数 e
名称	代号	F_a/C_0	X	Y	X	Y	
调心球轴承	10000	—	—	1	(Y_1)	0.65	(Y_2)
调心滚子轴承	20000	—	—	1	(Y_1)	0.67	(Y_2)
圆锥滚子轴承	30000	—	1	0	0.40	(Y)	(e)
深沟球轴承	60000	0.025	1	0	0.56	2.0	0.22
		0.040				1.8	0.24
		0.070				1.6	0.27
		0.130				1.4	0.31
		0.250				1.2	0.37
		0.500				1.0	0.44

续表

<table>
<tr><th colspan="2">轴承类型</th><th>相对轴向载荷</th><th colspan="2">$F_a/F_r \leqslant e$</th><th colspan="2">$F_a/F_r > e$</th><th rowspan="2">判断系数 e</th></tr>
<tr><th>名称</th><th>代号</th><th>F_a/C_0</th><th>X</th><th>Y</th><th>X</th><th>Y</th></tr>
<tr><td rowspan="11">角接触球轴承</td><td rowspan="9">70000C
$\alpha=15°$</td><td>0.015</td><td rowspan="9">1</td><td rowspan="9">0</td><td rowspan="9">0.44</td><td>1.47</td><td>0.38</td></tr>
<tr><td>0.029</td><td>1.40</td><td>0.40</td></tr>
<tr><td>0.058</td><td>1.30</td><td>0.43</td></tr>
<tr><td>0.087</td><td>1.23</td><td>0.46</td></tr>
<tr><td>0.120</td><td>1.19</td><td>0.47</td></tr>
<tr><td>0.170</td><td>1.12</td><td>0.50</td></tr>
<tr><td>0.290</td><td>1.02</td><td>0.55</td></tr>
<tr><td>0.440</td><td>1.00</td><td>0.56</td></tr>
<tr><td>0.580</td><td>1.00</td><td>0.56</td></tr>
<tr><td>70000AC
$\alpha=25°$</td><td>—</td><td>1</td><td>0</td><td>0.41</td><td>0.87</td><td>0.68</td></tr>
<tr><td>70000B
$\alpha=40°$</td><td>—</td><td>1</td><td>0</td><td>0.35</td><td>0.57</td><td>1.14</td></tr>
</table>

注：1. C_0是轴承基本额定静载荷；α 是接触角；

2. 表中括号内的系数 Y、Y_1、Y_2 和 e 的值应查轴承手册，对不同型号的轴承，有不同的值；
3. 深沟球轴承的 X、Y 值仅适用于 0 组游隙的轴承，对于其他游隙组别的轴承可查轴承手册；
4. 对于深沟球轴承先根据算得的相对轴向载荷值查出对应的 e 值，然后再得出相应的 X、Y 值；对于表中未列出的 F_0/C_0 值，可按线性插值法求得相应的 e、X、Y 值；
5. 两套相同的角接触球轴承可在同一支点上“背对背”“面对面”或“串联”安装作为一个整体使用，这种轴承的基本额定动载荷及 X、Y 值可查轴承手册。

14.3.2　滚动轴承的失效形式及计算准则

滚动轴承的失效形式主要有如下几种。

1. 疲劳点蚀

轴承工作时，各零件承受变应力，如图 14-12 所示，故通常失效形式是内、外圈滚道或滚动体上的点蚀破坏，如图 14-13 所示。轴承点蚀破坏后，在运转时通常会出现较强烈的振动、噪声和发热现象。

2. 塑性变形

转速很低或间歇往复摆动的轴承，一般不会发生疲劳点蚀，但在很大的静载荷或冲击载荷作用下，套圈滚道和滚动体接触处的局部应力会超过材料的屈服极限，以致表面出现塑性变形，如图 14-14所示，使得运转精度降低，并会出现振动和噪声而不能正常工作。

3. 磨损

在润滑不良和密封不严的情况下，轴承工作时易发生磨损。转速越高，磨损越严重。轴承磨损后会降低旋转精度，甚至失效。

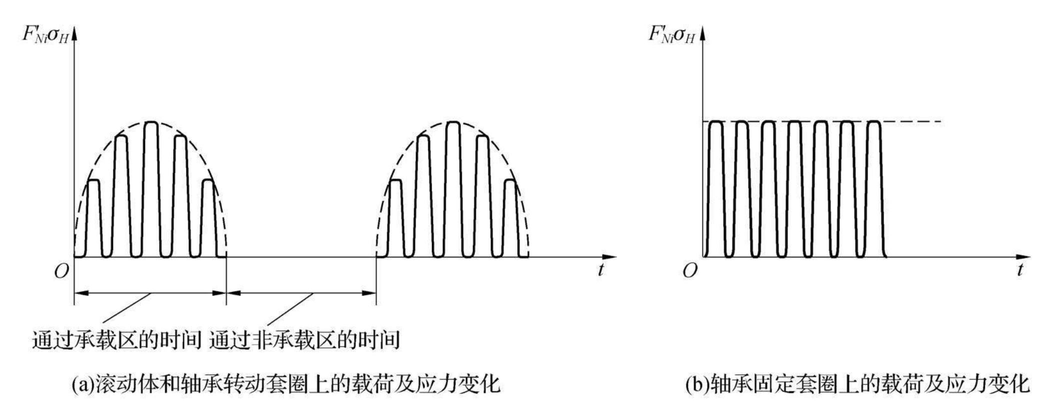


图 14-12 轴承零件上的载荷及应力变化



图 14-13 轴承的点蚀



图 14-14 轴承的塑性变形

14.3.3 计算准则

确定轴承尺寸时，要针对主要失效形式进行必要的计算，对一般工作条件下的回转滚动轴承，经常发生点蚀，主要进行寿命计算，必要时进行静强度校核；对于不转动、摆动或转速低(如 $n \leqslant 10$ r/min)的轴承，要求控制塑性变形，只须进行静强度计算；对于高速轴承，由于发热而造成的黏着磨损、烧伤胶合常常是突出的矛盾，除进行寿命计算外，还须校验极限转速。

14.4 滚动轴承的寿命计算

14.4.1 基本额定寿命、基本额定动载荷

1. 基本额定寿命

滚动轴承寿命计算的目的是防止轴承在预期工作时间内产生疲劳点蚀破坏。

轴承寿命是指轴承内、外圈或滚动体任一元件出现疲劳点蚀前，所经历的总转数或一定转速下工作的小时数。

由于材料和制造等方面的差异，即使同一批生产的轴承，在完全相同的条件下工作，它们的寿命也不完全相同，甚至可能相差几倍甚至几十倍。图 14-15 为一典型的轴承寿命分布曲线。

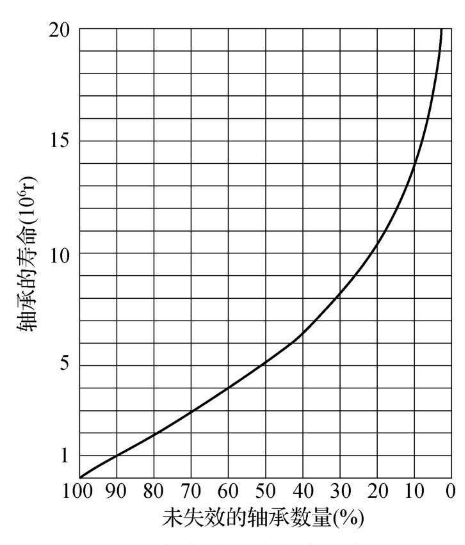


图 14-15　滚动轴承的寿命分布曲线

轴承的寿命，不能以同一批试验轴承中的最长或最短寿命作为标准。因为前者过于不安全，在实际使用中，提前破坏的可能性几乎为 100％；而后者又过于保守，使几乎 100％的轴承可以超过标准寿命继续工作。将一批相同型号的轴承，在相同条件下运转，10％的轴承发生疲劳点蚀破坏，而 90％的轴承不发生点蚀破坏前的总转数，定义为轴承的基本额定寿命，单位为 10^6 转，或工作小时数 L_h，单位为小时，对于单个轴承来说，意味着能够达到此基本额定寿命的可靠度为 90％。

2. 基本额定动载荷

基本额定寿命为 10^6 转时轴承能承受的载荷值，称为基本额定动载荷，以 C 表示。基本额定动载荷是衡量轴承承载能力的主要指标。其值越大，轴承抵抗点蚀破坏的能力越强。基本额定动载荷分为两类：对主要承受径向载荷的向心轴承为基本径向额定动载荷，以 C_r 表示；对主要承受轴向载荷的推力轴承为基本轴向额定动载荷，以 C_a 表示。各种轴承的基本额定动载荷 C_r（或 C_a）值可查阅有关机械设计手册。

14.4.2　当量动载荷

滚动轴承的基本额定动载荷是在一定的运转条件下确定的，如载荷条件为：向心轴承仅承受纯径向载荷 F_r，推力轴承仅承受纯轴向载荷 F_a。实际上，轴承在许多应用场合，常常同时承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a。因此，在进行轴承寿命计算时，必须把实际载荷转换为与确定基本额定动载荷的载荷条件相一致的当量动载荷 P，即在 P 的作用下，轴承的寿命与实际载荷 F_r 和 F_a 共同作用下的轴承寿命相同。当量动载荷的计算公式为

$$P = XF_r + YF_a \tag{14-4}$$

式中，X、Y——径向、轴向动载荷系数，其值可查表 14-7。

按式(14-4)求得的当量动载荷仅为一理论值，实际上在许多支承中还会出现一些附加载荷，如冲击力、不平衡作用力、惯性力以及轴挠曲或轴承座变形产生的附加力等，这些因素很难从理论上精确计算。通常可以对当量动载荷乘上一个根据经验得到的载荷系数 f_p，其值可查表 14-8。故实际计算时，轴承的当量动载荷应为

$$P=f_p(XF_r+YF_a) \tag{14-5}$$

表 14-8 载荷系数

载荷性质	f_p	举例
无冲击或轻微冲击	1.0～1.2	电机、汽轮机、通风机、水泵
中等冲击	1.2～1.8	车辆、机床、起重机、冶金设备、内燃机
强大冲击	1.8～3.0	破碎机、轧钢机、石油钻机、振动筛

14.4.3 滚动轴承的载荷计算

1. 径向载荷的计算

在按式(14-4)计算各轴承的当量动载荷 P 时，其中的径向载荷 F_r 是由作用于轴上的外载荷根据力平衡条件求得的。若是空间力系，F_r 应由水平面和垂直面径向反力几何合成。

2. 轴向载荷的计算

(1)角接触球轴承和圆锥滚子轴承

角接触球轴承和圆锥滚子轴承承受径向载荷时，会产生派生轴向力，为了保证轴承正常工作，通常是成对使用的，如图 14-16 所示，图中表示了两种不同的安装方式，即正装和反装。正装，轴承外圈窄边相对，如图 14-16(a)所示；反装，轴承外圈宽边相对，如图 14-16(b)所示。

在按式(14-4)计算各轴承的当量动载荷 P 时，其中的轴向载荷 F_a 并不完全由轴向外载荷(外加轴向力)F_{ae} 产生，而是应该根据整个轴上的轴向载荷(包括因径向载荷 F_r 产生的派生轴向力 F_d)之间的平衡条件得出。

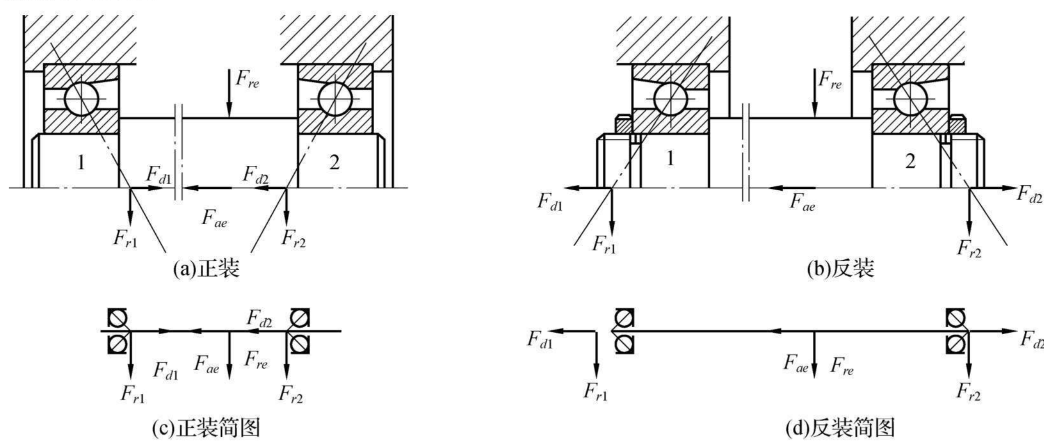


图 14-16 角接触球轴承的载荷分析

F_{r1}、F_{r2}的轴向派生力 F_{d1}、F_{d2}的大小可按照表 14-6 中的公式计算。计算所得 F_d 的值，大致相当于下半圈的滚动体全部受载。

下面以图 14-16 所示角接触球轴承的两种装配方式为例来讨论角接触轴承的轴向力的计算。

如图 14-16(a)所示，轴承正装，取轴和与其相配合的轴承内圈为分离体，其上的轴向力有以下三种关系。

①当 $F_{ae}+F_{d2}>F_{d1}$时，则轴系有向左移动的趋势，由轴系结构可知，轴承外圈相对箱体固定不动，而内圈随轴运动，故轴承 1 被“压紧”，轴承 2 被“放松”。轴承座必然要通过轴承施加一个附加的轴向力来防止轴的移动，所以被“压紧”的轴承 1 所受的总轴向力 F_{a1}必与 $F_{ae}+F_{d2}$相平衡，即

$$F_{a1}=F_{ae}+F_{d2} \tag{14-6}$$

而被“放松”的轴承 2 只受其本身派生的轴向力 F_{d2}，即

$$F_{a2}=F_{d2} \tag{14-7}$$

②当 $F_{ae}+F_{d2}<F_{d1}$时，则轴系有向右移动的趋势，使得轴承 2 被“压紧”，轴承 1 被“放松”。被“放松”的轴承 1 只受其本身派生的轴向力 F_{d1}，即

$$F_{a1}=F_{d1} \tag{14-8}$$

而被“压紧”的轴承 2 所受的总轴向力 F_{a2}为

$$F_{a2}=F_{d1}-F_{ae} \tag{14-9}$$

③当 $F_{ae}+F_{d2}=F_{d1}$时，轴系处于轴向平衡状态，轴承 1、2 所受的总轴向力分别为其本身的派生轴向力，即

$$F_{a1}=F_{d1} \tag{14-10}$$

$$F_{a2}=F_{d2} \tag{14-11}$$

同理，如图 14-16(b)所示，轴承反装，取轴和与其相配合的轴承内圈为分离体，当 $F_{ae}+F_{d1}=F_{d2}$时，处于轴向平衡状态。

$$F_{a1}=F_{d1} \tag{14-12}$$

$$F_{a2}=F_{d2} \tag{14-13}$$

当 $F_{ae}+F_{d1}>F_{d2}$时，则轴有向左移动的趋势，轴承 2 被“压紧”，轴承 1 被“放松”，轴承座必然要通过轴承施加一个附加的轴向力来防止轴的运动，所以被“压紧”的轴承 2 所受的总轴向力 F_{a2}必与 $F_{ae}+F_{d1}$相平衡，即

$$F_{a2}=F_{ae}+F_{d1} \tag{14-14}$$

而被“放松”的轴承 1 只受其本身派生的轴向力 F_{d1}，即

$$F_{a1}=F_{d1} \tag{14-15}$$

当 $F_{ae}+F_{d1}<F_{d2}$时，轴承 1 被“压紧”，轴承 2 被“放松”。被“放松”的轴承 2 只受其本身派生的轴向力 F_{d2}，即

$$F_{a2}=F_{d2} \tag{14-16}$$

而被“压紧”的轴承 1 所受的总轴向力 F_{a1}为

$$F_{a1}=F_{d2}-F_{ae} \tag{14-17}$$

【小提示】

计算角接触球轴承和圆锥滚子轴承轴向力时，通过派生轴向力及外加轴向力的方法进行分析与计算，判定被“放松”和被“压紧”的轴承，被“放松”轴承的轴向力等于其本身的派生轴向力；而被“压紧”轴承的轴向力则为除去本身派生的轴向力外其余各轴向力的代数和。

综上所述，计算角接触球轴承和圆锥滚子轴承所受轴向力的方法可以归结为：通过派生轴向力

及外加轴向力的分析与计算，确定轴的移动趋势，判定被“放松”和被“压紧”的轴承；被“放松”轴承的轴向力等于其本身的派生轴向力，而被“压紧”轴承的轴向力则为除去本身派生的轴向力外其余各轴向力的代数和。

轴承反力的径向分力在轴心线上的作用点叫轴承的压力中心。图 14-16(a)、(b)两种安装方式，对应两种不同的压力中心位置。

(2)深沟球轴承

深沟球轴承的受力情况如图 14-17 所示。深沟球轴承的公称接触角 $\alpha=0$，派生轴向力 $F_d=0$。实际上，当深沟球轴承受到轴向外力 F_{ae}时，接触角 $\alpha\neq 0$，轴承也受到轴向力。如图 14-17(a)所示结构，是两端固定支承方式(见 14.5 节)，轴向外力 F_{ae}指向哪一端，该端轴承就承受该轴向力，即 $F_a=F_{ae}$。对于图 14-17(b)的结构，是一端固定，一端游动支承方式，所以固定端的轴承承受轴向外力，游动端轴承不承受轴向外力，即不论 F_{ae}指向哪端，固定端轴承 1 的轴向力 $F_{a1}=F_{ae}$，而游动端轴承 2 的轴向力 $F_{a2}=0$。

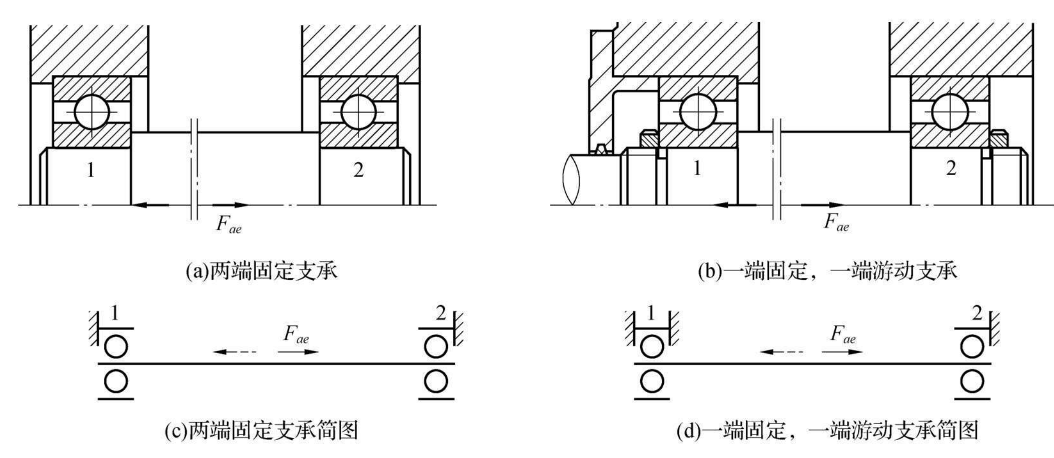


图 14-17 深沟球轴承的载荷分析

14.4.4 滚动轴承的寿命计算

轴承的基本额定寿命与所受载荷的大小密切相关，载荷愈大，引起的接触应力也就愈大，因而在发生点蚀破坏前所经历的总转数也就愈少，轴承的寿命愈短。研究表明，表征轴承载荷 P 与基本额定寿命 L_{10}之间关系的载荷-寿命曲线($P-L_{10}$曲线)如图 14-18 所示。其方程为

$$P^{\varepsilon}L_{10}=C^{\varepsilon}\cdot 1=\text{常数}$$

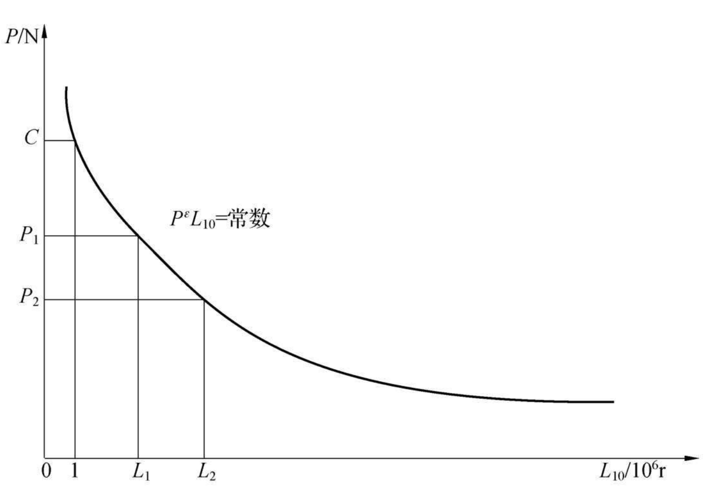


图 14-18 滚动轴承的疲劳曲线图

故得

$$L_{10}=10^6\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} \tag{14-18}$$

式中，ε——寿命指数，球轴承 ε=3；滚子轴承，ε=10/3。

实际计算时，可用小时表示轴承寿命 L_h，若轴承的转速为 n(r/min)，式(14-18)可以改写为

$$L_h=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} \tag{14-19}$$

在较高温度下工作的轴承(如高于 120 ℃)，应采用经过高温回火处理或特殊材料制造的轴承。由于在轴承样本中列出的基本额定动载荷值是对一般轴承而言的，因此如果要将该数值用于高温轴承，须乘以温度系数 f_t，可查表 14-9。因此，轴承寿命计算的基本公式可写为

$$L_h=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{Cf_t}{P}\right)^{\varepsilon} \tag{14-20}$$

如果载荷 P 和转速 n 已知，轴承预期寿命为 L'_h 也已取定，则所需轴承应具有的基本额定动载荷为

$$C_t=\frac{P}{f_t}\sqrt[\varepsilon]{\frac{60nL_h}{10^6}} \tag{14-21}$$

表 14-9　温度系数

轴承工作温度/℃	≤120	125	150	175	200	225	250	300	350
温度系数 f_t	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.60	0.50

14.4.5　滚动轴承的静载荷

轴承的通常失效形式是点蚀破坏，但对于那些在工作载荷作用下基本不旋转的轴承，或者缓慢摆动以及转速很低的轴承往往是接触面上的接触应力过大，使材料表面产生过大的塑性变形，因此应该按照轴承的静强度来选择轴承的尺寸。为此，必须对每个型号的轴承规定一个不能超过的外载荷界限。GB/T 4662—2003 规定，使受载最大的滚动体与滚道接触中心处引起的接触应力达到一定值的载荷，作为轴承静强度的界限，称为基本额定静载荷，用 C_0(或 C_{0r}、C_{0a})表示。

轴承上作用的径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a，应折合成一个当量静载荷 P_0，即

$$P_0=X_0F_r+Y_0F_a \tag{14-22}$$

式中，X_0、Y_0 分别为当量静载荷的径向、轴向载荷系数，其值可查轴承手册。

按轴承承受静载荷能力选择轴承的公式为

$$\frac{C_0}{P_0}\geqslant S_0 \tag{14-23}$$

式中，S_0——轴承的静强度安全系数。其值取决于轴承的使用条件，当要求轴承传动很平稳时，则 S_0 应取大于 1，以尽量避免轴承滚动表面的局部塑性变形量过大；当对轴承传动平稳性要求不高，又无冲击载荷，或轴承仅做摆动时，则 S_0 可取 1 或小于 1，以尽量使轴承在保证正常运行条件下发挥最大的承载能力。

[例 14-1] 根据工作条件，在轴的两端安装两个型号为 7210AC 角接触球轴承，如图 14-19 所示。已知两轴承所承受径向载荷 $F_{r1}=8000$ N，$F_{r2}=5200$ N，外加轴向载荷 $F_A=2200$ N，轴承所受载荷平稳，转速 $n=720$ r/min，试计算轴承寿命。

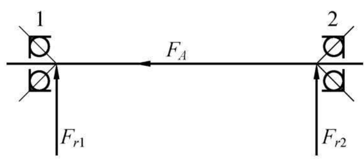


图 14-19 例 14-1 图 1

解： 根据工况，初选轴承 7210AC。查机械设计手册得

$$C_r=40800 \text{ N},\ C_0=30500 \text{ N}$$

由表 5-7 得 $f_p=1.0$

(1)计算附加轴向力

由表 14-6 得 $F_d=0.68F_r$

则可得轴承 1，2 的附加轴向力为

$$F_{d1}=0.68F_{r1}=0.68\times 8000=5440 \text{ N}$$

$$F_{d2}=0.68F_{r2}=0.68\times 5200=3536 \text{ N}$$

由图 14-16 可知，轴承正装，附加轴向力方向相对，力的作用点在轴承的压力中心，如图 14-20 所示

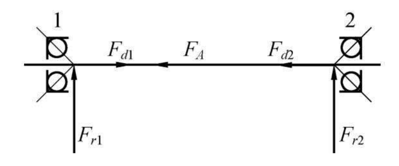


图 14-20 例 14-1 图 2

(2)计算轴承所受轴向载荷

因为 $F_{d2}+F_A=3536+2200=5736>5440=F_{d1}$

所以轴承 1 被压紧，轴承 2 放松。由此可得

$$F_{a1}=F_A+F_{d2}=5736 \text{ N}$$

$$F_{a2}=F_{d2}=3536 \text{ N}$$

(3)计算当量动载荷

由表 14-6 得， $e=0.68$

轴承 1 $\dfrac{F_{a1}}{F_{r1}}=\dfrac{5736}{8000}=0.7170>e$

由表 14-6 得，$X_1=0.41$，$Y_1=0.87$，则

$$P_1=1.0\times(0.41\times 8000+0.87\times 5736)=8270 \text{ N}$$

轴承 1
$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}}=\frac{3536}{5200}=0.68=e$$

由表 14-6 得，$X_2=1$，$Y_2=0$，则

$$P_2=1.0\times(1\times5200+0\times3536)=5200\ \text{N}$$

(4)轴承寿命计算

因 $P_1>P_2$，故按轴承 1 计算轴承寿命：

$$L_h=\frac{10^6}{60\times720}\left(\frac{40800}{8270}\right)^3=2780\ \text{h}$$

故，轴承寿命为 2780 h。

14.5 滚动轴承部件的组合设计

为了保证轴承的正常工作，除了正确选择轴承的类型和尺寸外，还要合理地进行轴承部件的组合设计。轴承部件的组合设计，包括轴承的固定、调整、预紧、配合、装拆、润滑和密封等。

14.5.1 滚动轴承的轴向固定

滚动轴承的轴向固定，包括轴承外圈与机座的固定和轴承内圈与轴的固定。

常用的内圈轴向固定的方法有轴肩、弹性挡圈、轴端挡圈和螺母等，如图 14-21 所示。图 14-21(a)采用嵌入轴上凹槽的弹性挡圈来固定轴承内圈，主要用于轴向载荷不大及转速不高的场合；图 14-21(b)采用轴端挡圈锁紧轴承内圈，可用于中载、高速的场合；图 14-21(c)采用止动垫圈和螺母锁紧，多用于重载、高速的场合。

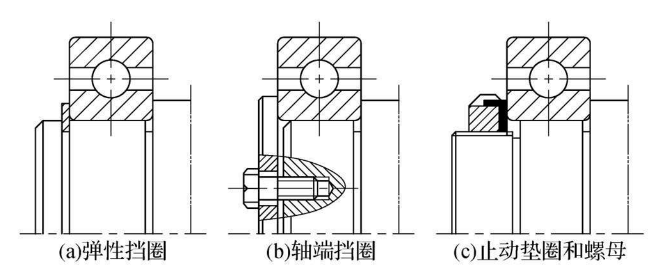


图 14-21 内圈轴向固定的方法

如图 14-22 所示为常用的轴承外圈在座孔内轴向固定的方法，图 14-22(a)采用嵌入轴承座孔的弹性挡圈来固定，用于轴向力不大且需要减小轴承组合尺寸的场合；图 14-22(b)采用嵌入轴承外圈的止动环来固定，用于轴承座孔不便做凸肩且为剖分式结构的场合；图 14-22(c)采用轴承端盖固定，用于转速高、轴向力大的场合；图 14-22(d)采用螺纹环固定，用于转速高、轴向力大且不适用轴承端盖固定的场合。

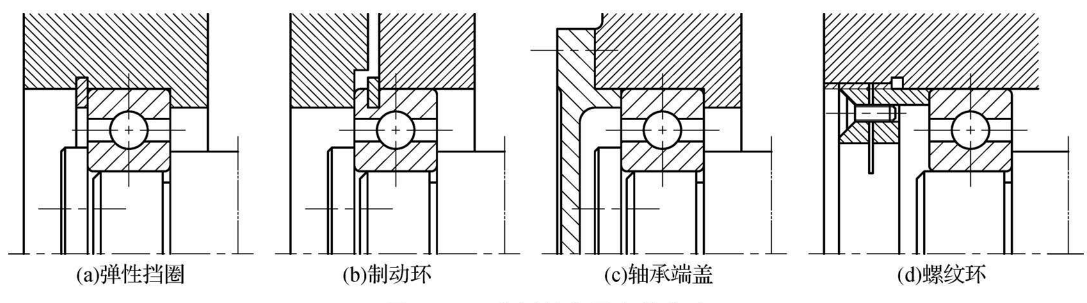


图 14-22 外圈轴向固定的方法

14.5.2 支承端结构形式

一般来说，一根轴需要两个支点，每个支点可由一个或一个以上的轴承组成。为保证滚动轴承轴系能正常传递轴向力且不发生轴向窜动及轴受热膨胀后不致将轴承卡死，必须合理地设计轴系支承端的结构形式。常见的滚动轴承支承端结构形式有以下三种。

1. 两端单向固定

适用于普通工作温度下的短轴(跨距 $L<400$ mm)，支点常采用一对深沟球轴承、一对角接触球轴承或一对圆锥滚子轴承，如图 14-23 所示，由两个支承分别限制轴沿着一个方向的轴向移动，从而限制轴的双向移动。轴承的轴向固定是利用内圈和轴肩、外圈和轴承端盖来实现的。为了补偿轴的受热伸长，对于深沟球轴承组合，外圈端面与轴承盖之间留有一定的间隙 c ，如图 14-23(a)所示。而对于角接触球轴承组合和圆锥滚子轴承组合则是在装配时调整内、外圈的轴向相对位置，如图14-23(b)所示。

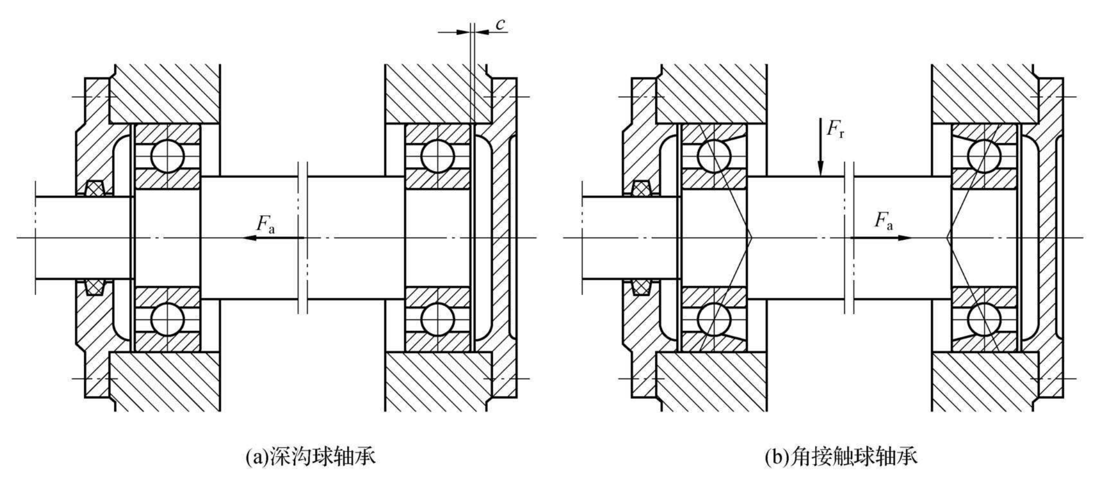


图 14-23 两端各单向固定

2. 一端固定、一端游动

当轴较长($L\geqslant400$ mm)或工作温度较高时，轴的伸缩量大，通常采用一端固定、一端游动的支点结构。固定端由单个深沟球轴承或一对角接触球轴承(圆锥滚子轴承)或深沟球轴承和一对推力球轴承组成，能够承受双向轴向力，而游动端则保证轴伸缩时能自由游动，可用深沟球轴承或圆柱滚子轴承。

如图 14-24 所示，右端为固定端，采用如图 14-24(a)所示的深沟球轴承，内外圈轴向双向固定，承受双向轴向载荷，也可采用如图 14-24(b)的一对圆锥滚子轴承(或一对角接触球轴承)。左端为游动端，选用深沟球轴承时，靠轴承外圈与机座的游动保证轴的自由伸缩，如图 14-24(a)所示；选用外圈无挡边的圆柱滚子轴承时，靠滚子和套圈间的游动保证轴的自由伸缩，如图 14-24(b)所示。

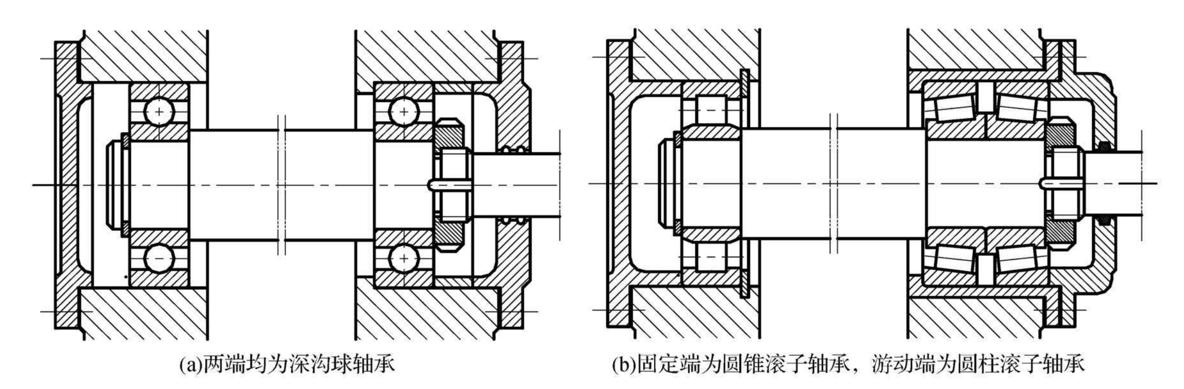


图 14-24　一端固定、一端游动

当轴向载荷较大时，固定端还可以采用深沟球轴承和推力轴承组合在一起的结构，如图 14-25 所示，其中的深沟球轴承承受径向载荷，用两个推力球轴承承受双向轴向载荷。

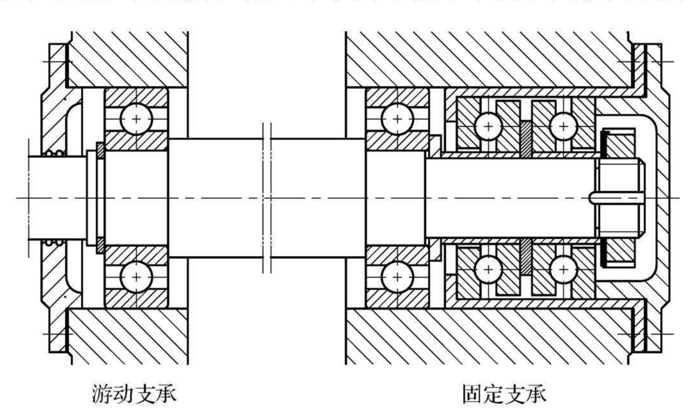


图 14-25　一端固定、一端游动

3. 两端游动

当要求轴能够轴向双向移动时，可以采用两端游动的形式。如图 14-26 所示，人字齿轮小齿轮轴两端轴承均为游动形式。由于人字齿轮螺旋角加工精度的原因，两轴向力不完全相等，齿轮啮合时，轴将左右移动，为使轮齿受力均匀，应采用允许轴系能够轴向双向游动的支承形式，两端都选用圆柱滚子轴承。但是为确保轴系有确定位置，与其相啮合的大齿轮轴系采用两端固定支承。

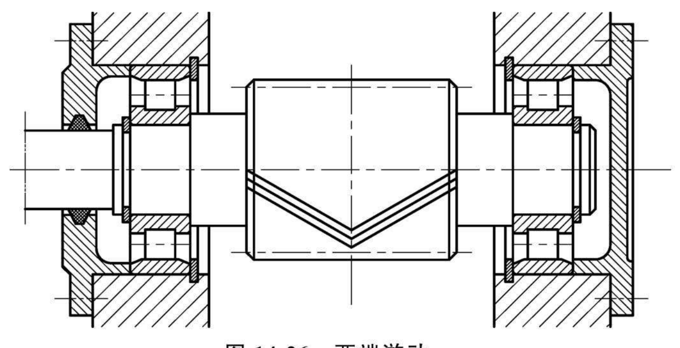


图 14-26　两端游动

14.5.3 滚动轴承游隙和轴承部件组合的调整

1. 轴承游隙的调整

为保证轴承的正常运转，在轴承内部一般要留有适当的间隙，即轴承的游隙。有的轴承在制造装配后，其游隙就确定了，如深沟球轴承、调心球轴承、圆柱滚子轴承、调心滚子轴承等；有的轴承可以在安装时调整其游隙，如角接触球轴承、圆锥滚子轴承、推力球轴承、推力调心滚子轴承等。游隙的大小对轴承的寿命、效率、旋转精度、温升和噪声等都有较大的影响。如图 14-27 所示为常见的调整轴承游隙的方法。图 14-27(a)为通过增加或减少轴承端盖与轴承座之间的垫片来调整轴承的游隙；图 14-27(b)为采用螺钉 1 和碟形零件 2 来调整轴承的游隙。

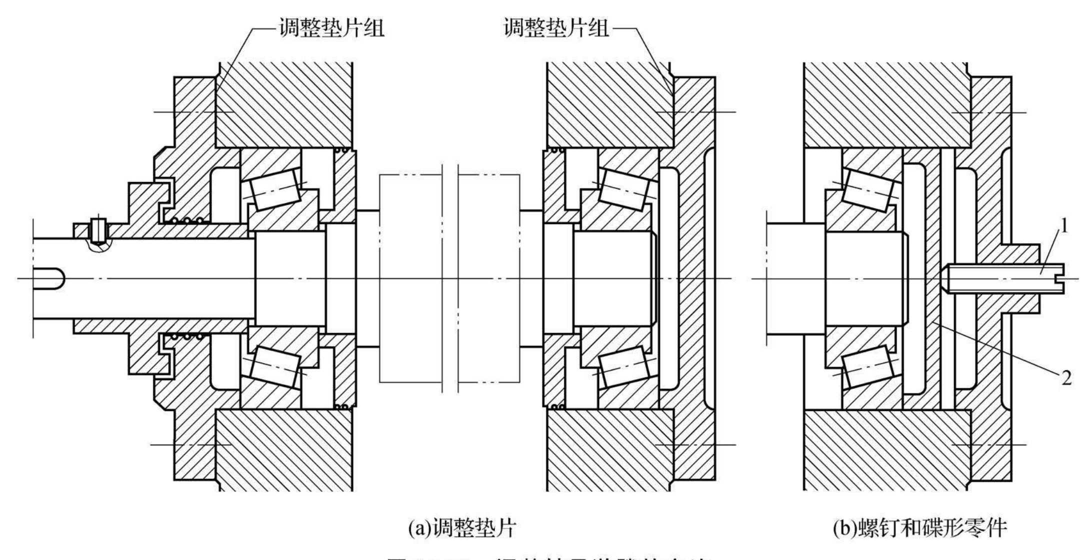


图 14-27 调整轴承游隙的方法

2. 轴承部件组合的调整

由于轴承部件组合的各个零件尺寸都会有一定的公差，装配后可能使轴上的传动零件(如齿轮、蜗轮等)不能处于正确的啮合位置，因此需要进行调整。有些传动件如带轮、圆柱齿轮等，对轴向位置要求不高，一般不需要严格地调整，但对于锥齿轮，为了保证正确啮合，要求两个节锥顶点重合，因此必须使轴承部件组合结构能如图 14-28(a)所示的水平和垂直两个方向进行调整。对于蜗轮蜗杆传动，要求蜗轮中间端面通过蜗杆轴线，因此必须使蜗轮轴上的轴承部件组合结构能接如图14-28(b)所示的方向进行调整。

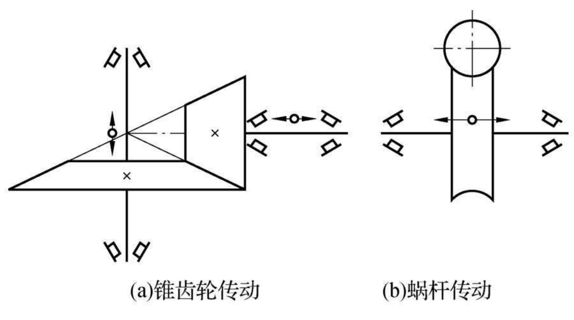


图 14-28 轴承部件组合的调整

如图 14-29 所示，锥齿轮轴承部件组合结构。图 14-29(a)中套杯与机体之间的调整垫片组 1 用来调整锥齿轮的轴向位置，端盖和套杯之间的垫片组 2 用来调整轴承的游隙。图 14-29(b)中锥齿轮

轴向位置的调整仍是靠套杯与机体之间的垫片组来实现，而轴承的游隙却是靠轴上的螺母来调整，操作不是很方便，而且在轴上加工有螺纹，应力集中较严重，削弱了轴的强度。但在轴承安装间距 L 相同的条件下，载荷作用中心之间的距离 $L_b > L_a$，且图 14-29(b)的齿轮悬臂较图 14-29(a)短，支承刚性好，因此适用于温度变化较大的场合。

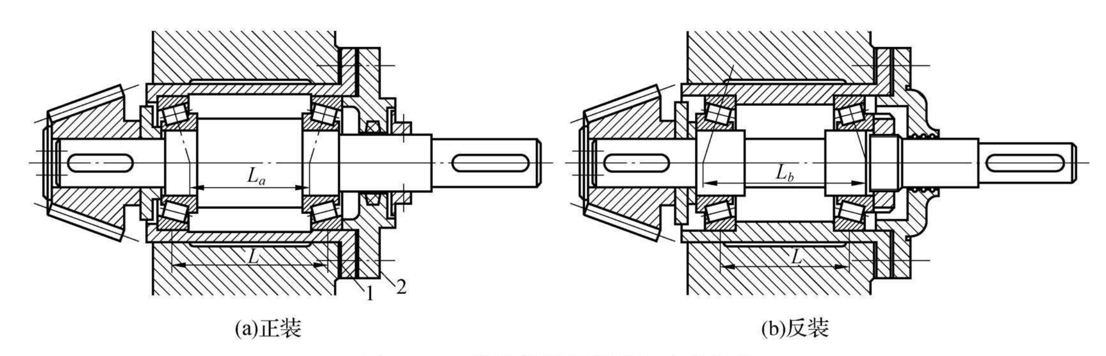


图 14-29　锥齿轮轴承部件组合的调整

14.5.4 滚动轴承的预紧

轴承在外载荷的作用下，如果内、外圈之间产生相对移动，就会降低支承的刚性，引起轴的径向和轴向振动，而这种振动对于高速、高精度的轴承部件(如精密机床的主轴)是不允许的，通常可以采用轴承预紧的方法来解决。

所谓轴承的预紧，是指在安装轴承部件时，采取一定的措施以消除轴承的游隙，使轴承预先承受某一恒定的载荷，并在滚动体和内、外圈接触处产生预变形，以保持内、外圈之间处于压紧的状态。预紧时滚动体与滚道有了弹性变形，使轴承工作表面的接触面积增大，各滚动体受力也均匀得多，故可以显著地提高支承的刚度和旋转精度，同时因有预载荷，轴承的阻尼增大，提高了抗振性能。因此精密机床主轴都必须严格按规定的预载荷值对轴承进行预紧。

轴承的预紧包括轴向预紧与径向预紧，通常大多采用轴向预紧，其方法如下。

1. 磨窄内圈(或外圈)预紧

对于配对使用的角接触球轴承，在配对的两个轴承中，按照所要求的预紧变形量，在内圈或外圈端面磨去相应的宽度，安装轴承时，用锁紧螺母使其相应的端面靠紧，两轴承即处于预紧状态，如图 14-30 所示。

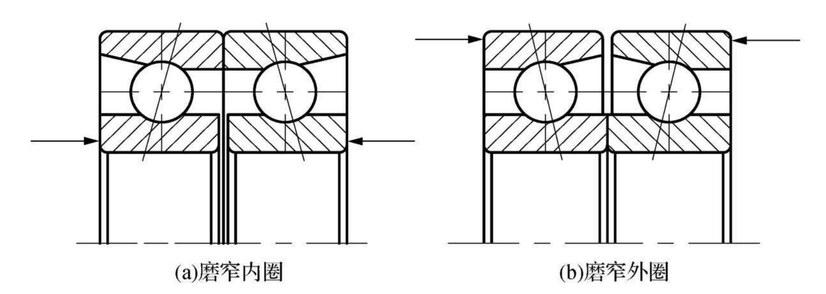
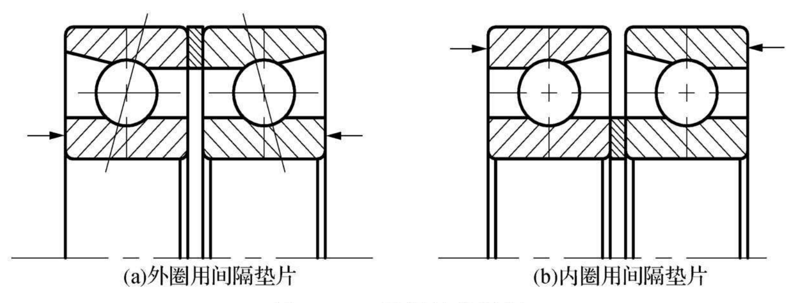


图 14-30　磨窄套圈预紧

2. 间隔垫片或间隔套预紧

两个角接触球轴承成对安装，在内圈或外圈之间置以间隔垫片，如图 14-31 所示。

为了提高轴承组合部件的刚性，两个角接触球轴承常相隔一定的距离安装，其结构如图 14-32 所示，在内圈和外圈之间加不同宽度的间隔套实现预紧。



(a)外圈用间隔垫片　　(b)内圈用间隔垫片

图 14-31　间隔垫片预紧

3. 弹簧预紧

轴承安装在轴承部件中，始终用弹簧顶住不旋转的外圈，以实现预紧，如图 14-33 所示。由于此方法简单可靠，因此应用在许多机械中。

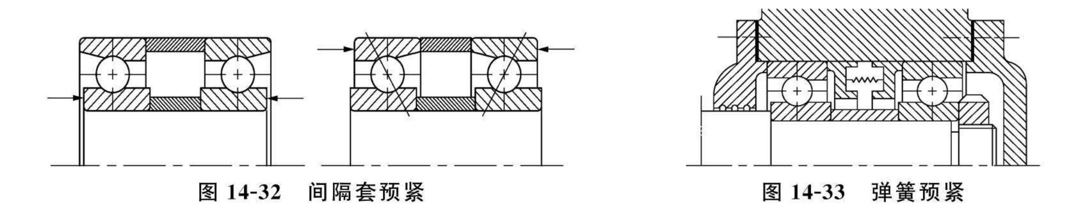


图 14-32　间隔套预紧　　图 14-33　弹簧预紧

14.5.5　滚动轴承的配合

轴承的配合主要是指轴承内圈的内径与轴颈的配合以及轴承外圈的外径与座孔的配合。

1. 配合特点

(1)由于轴承是标准件，选择配合时以它为标准。因此轴承内圈与轴的配合采用基孔制，外圈与座孔的配合采用基轴制。

(2)一般圆柱体的配合中，基孔制孔的公差为正值，而轴承内圈孔的基孔制公差为负值，所以轴承内圈与轴的配合比圆柱公差标准中规定的基孔制同类配合要紧得多。

(3)在标注配合时，不须标注轴承内径及外径的公差代号，只标注轴的直径及座孔的直径公差代号。

2. 轴承配合考虑的因素

轴承配合的选取，应保证轴承正常运转，防止内圈与轴、外圈与座孔在工作时发生相对转动。应考虑以下因素。

(1)载荷的大小和性质。载荷较大时，应采用较紧的配合；受旋转载荷时，选用较紧的配合，受局部载荷时，一般应选用较松的配合。

(2)转速高低。转速较高时，振动强烈的轴承，应选用较紧的配合。

(3)支承方式。游动端的轴承，外圈与座孔应选用较松的配合。

(4)装拆。经常装拆或更换的轴承，尤其是重型机械上的轴承，应选用较松的配合。

(5)工作温度的高低和变化。在轴承运转过程中，轴承套圈的温度通常比与其装配在一起的部件温度要高。这可能导致内圈在其支承面上的配合松脱，而外圈膨胀则可能妨碍外圈在其轴承座内所需的轴向位移。

(6)旋转精度。过松的配合不利于提高轴承的旋转精度和减小振动。

14.5.6　滚动轴承的装拆

安装和拆卸轴承必须按照正确的方法，否则会影响轴承的正常工作，甚至损坏轴承。对于内、外圈不可分离的轴承，通常是先安装配合较紧的套圈。安装小尺寸轴承时，可以用铜锤均匀地轻轻敲击装入，安装尺寸较大的轴承或大批量安装轴承时，应采用压力机，禁止用重锤直接敲击轴承。对于尺寸较大且配合较紧的轴承，安装阻力很大，须将轴冷却或座孔加热，也可将轴承加热或冷却，形成适当的间隙后再进行装配。

安装轴承时，应把力加在要装配的套圈上，如不能在装内圈时敲击外圈，这样会损伤滚动体，如图 14-34 所示。对于同时要把轴承内、外圈安装在轴径和座孔中时，可以采用如图 14-35 所示的安装工具。拆卸轴承的原则与安装时相同，如图 14-36 所示，用专用工具加力于内圈以拆卸轴承。轴肩高度通常不大于轴承内圈高度的 3/4，过高时不便于拆卸轴承。加力于外圈拆卸轴承时，其要求也相同，座孔的结构应留出拆卸高度 h 和拆卸宽度 b，如图 14-37(a)所示，或在壳体上加工供拆卸用的螺纹孔，如图 14-37(b)所示。

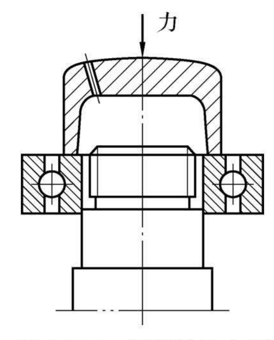


图 14-34　安装轴承内圈

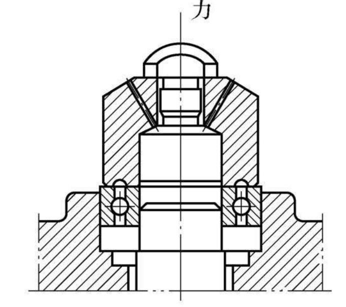


图 14-35　同时安装轴承内、外圈

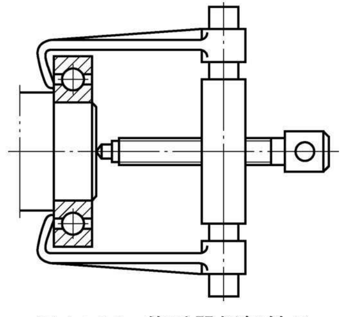
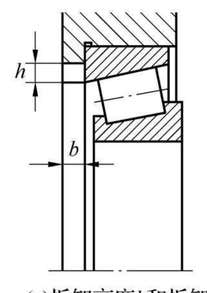
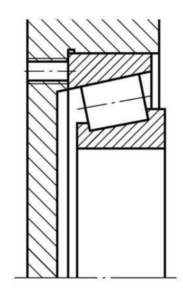


图 14-36　钩爪器拆卸轴承



(a)拆卸高度h和拆卸宽度



(b)拆卸螺纹孔

图 14-37　拆卸轴承的轴承座孔结构

14.5.7 滚动轴承的润滑

为使轴承正常运转，避免零件表面直接接触，减少轴承内部的摩擦及磨损，提高轴承工作性能，延长轴承的使用寿命，必须对轴承进行润滑。轴承应用中，选择合适的润滑剂和润滑方式十分重要。轴承的润滑方式分为脂润滑、油润滑和固体润滑等。一般可根据速度因数 dn 值选择（d 为轴颈直径，单位为 mm；n 为轴的转速，单位为 r/min），如表 14-10 所示。

表 14-10　滚动轴承润滑方式的选择

<table>
<tr><th rowspan="2">轴承类型</th><th colspan="5">速度因数 dn/(mm·r/min)</th></tr>
<tr><th>脂润滑</th><th>浸油飞溅润滑</th><th>滴油润滑</th><th>喷油润滑</th><th>油雾润滑</th></tr>
<tr><td>深沟球轴承</td><td rowspan="3">1.6×10^{5}</td><td rowspan="3">2.5×10^{5}</td><td rowspan="3">4×10^{5}</td><td>6×10^{5}</td><td>$>6\times10^{5}$</td></tr>
<tr><td>调心球轴承</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>角接触球轴承</td><td>6×10^{5}</td><td>$>6\times10^{5}$</td></tr>
<tr><td>圆柱滚子轴承</td><td>1.2×10^{5}</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>圆锥滚子轴承</td><td>1.0×10^{5}</td><td>1.6×10^{5}</td><td>2.3×10^{5}</td><td>3×10^{5}</td><td>—</td></tr>
<tr><td>推力球轴承</td><td>0.4×10^{5}</td><td>0.6×10^{5}</td><td>1.2×10^{5}</td><td>1.5×10^{5}</td><td>—</td></tr>
<tr><td>调心滚子轴承</td><td>0.8×10^{5}</td><td>1.2×10^{5}</td><td>—</td><td>2.5×10^{5}</td><td>—</td></tr>
</table>

1. 脂润滑

脂润滑的优点是密封结构及润滑设施简单，维护保养简便，润滑脂不易泄露，有一定的防止水、气、灰尘和其他有害杂质侵入轴承的能力，因此在一般情况下，润滑脂得到广泛的应用。润滑脂的填充量，以填充轴承和轴承壳体空间的 1/3 到 1/2 为宜。若加脂过多，由于搅拌发热，会使润滑脂变质恶化或软化。高速时应仅填充至 1/3 或更少。当转速较低时，为防止外部异物进入轴承内，可以填满壳体空间。

2. 油润滑

在高速、高温等场合，通常选用油润滑。黏度是润滑油性能的重要指标之一，是选择合适润滑油的主要依据。润滑油黏度与温度有关，它随温度上升而下降，为了保证滚动体与滚道接触表面间形成足够的润滑油膜，润滑油在工作温度下必须保持一定的黏度。黏度过低，不能充分形成油膜，造成轴承异常磨损和寿命下降；黏度过高，由于黏性阻力而造成发热，增加了动力损失。一般来说，转速越高，应选用黏度越低的润滑油；载荷越大，应选用黏度越高的润滑油。

3. 固体润滑

在某些特殊环境如高温或真空条件下，脂润滑和油润滑的使用受到限制时可采用固体润滑。常用的固体润滑方法有以下几种：

(1)用黏接剂将润滑剂黏接在滚道、保持架和滚动体上，形成固体润滑膜；

(2)把固体润滑剂加入工程塑料和粉末冶金材料中，制成有自润滑性能的轴承零件；

(3)用电镀、高频溅射、离子镀层、化学沉积、溶射等技术使固体润滑剂或者软金属(金、银、

铅等)在轴承零件摩擦面上形成一层均匀致密的薄膜。

常用的固体润滑剂有二硫化钼、石墨和聚四氟乙烯等。

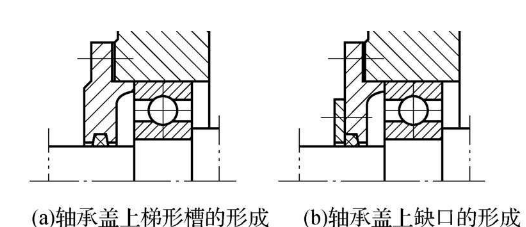
14.5.8　滚动轴承的密封

为使轴承保持良好的润滑条件和正常的工作环境，充分发挥轴承的性能，滚动轴承必须具有适当的密封装置，以防止润滑剂的泄露和灰尘、酸水、气或其他污物侵入轴承。轴承密封形式可分为接触式和非接触式两大类。

1. 接触式密封

接触式密封即在轴承盖内放置软材料与转动轴直接接触而起密封作用。常用的软材料有毛毡、橡胶、皮革、软木等，或者放置减摩性好的硬质材料，如石墨、青铜、耐磨铸铁等。下面介绍几种常用的密封结构形式。

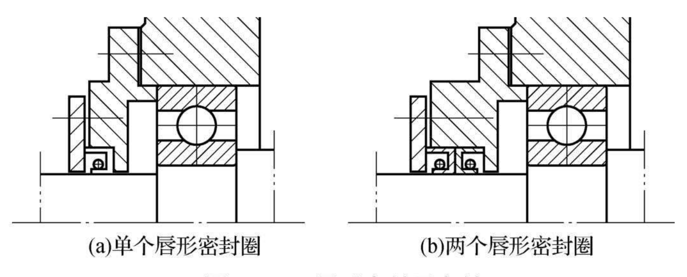
(1)毡圈油封。在轴承盖上加工出梯形槽，将毛毡按标准制成环形或带形，放置在梯形槽中与轴密合接触，如图 14-38(a)所示；或者在轴承盖上加工缺口放置毡圈油封，然后用另一个零件压在毡圈油封上，以调整毡圈与轴的密合程度，从而提高密封的效果，如图 14-38(b)所示。这种密封主要用于脂润滑的场合，结构简单，但摩擦较大，适用于滑动速度小于 4～5 m/s 的场合。当与毡圈油封相接触的轴表面经过抛光且毛毡质量较好时，可用于滑动速度 7～8 m/s 的场合。



(a)轴承盖上梯形槽的形成　(b)轴承盖上缺口的形成

图 14-38　毡圈油封密封

(2)唇形密封圈。在轴承盖中，放置一个用耐油橡胶制成的唇形密封圈，靠弯折橡胶的弹力和附加环形螺旋弹簧的扣紧作用而紧套在轴上，从而起到密封的作用。有的唇形密封圈还带有骨架，可与端盖更精确地装配。唇形密封圈密封唇的方向要朝向密封的部位，即如果主要作用是封油，密封唇应对着轴承，如果主要作用是防止外来物质侵入，则密封唇应背向轴承，如图 14-39(a)所示；如果需要达到两个目的，则使用密封唇反向放置的两个唇形密封圈，如图 14-39(b)所示，它一般用于接触面滑动速度小于 10 m/s 的场合。轴上与唇形密封圈接触处最好经过表面硬化处理，以增加耐磨性。



(a)单个唇形密封圈　(b)两个唇形密封圈

图 14-39　唇形密封圈密封

(3)密封环。密封环是一种带有缺口的环状密封件，如图 14-40 所示，它靠缺口被压拢后所具有的弹性胀紧在静止件的内孔壁上，能够起到密封的作用。各个接触表面均需要经过硬化处理并磨光。密封环采用含铬的耐磨铸铁制造，可用于滑动速度小于 100 m/s 的场合；采用锡青铜制造，可用于滑动速度为 60～80 m/s 的场合。

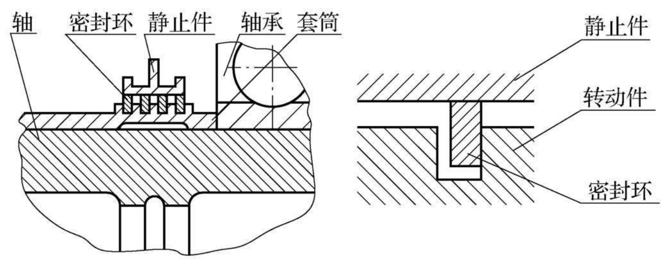
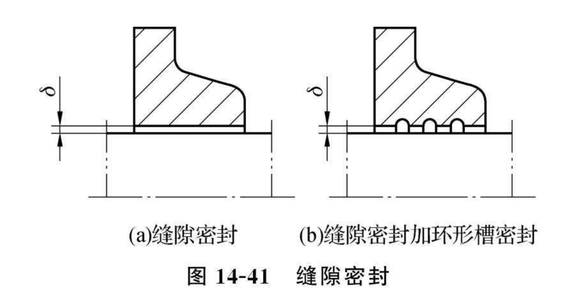


图 14-40 密封环密封

2. 非接触式密封

非接触式密封工作时，密封装置与其相对运动的零件不接触，在工作中几乎不产生摩擦热，没有磨损，适用于高速与高温场合。常用的非接触式密封有以下几种结构形式。

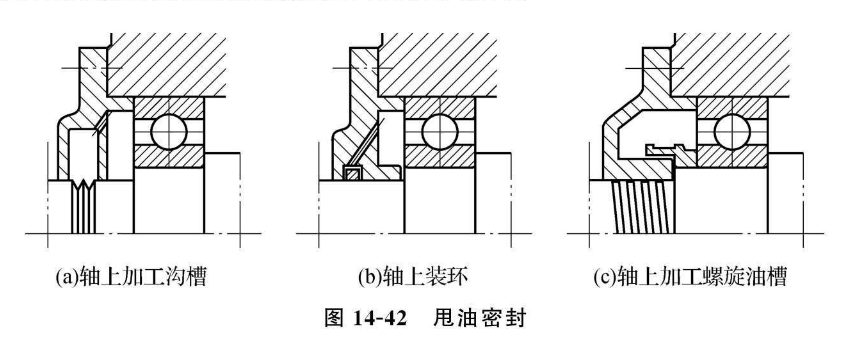
(1)缝隙密封。在轴承盖的孔壁和轴之间留出一个很窄的缝隙，间隙 δ 通常为 0.1～0.3 mm，如图 14-41(a)所示。如果在轴承盖上加工环形槽，在槽中填入润滑脂，如图 14-41(b)所示，可以提高密封的效果。



(a)缝隙密封 (b)缝隙密封加环形槽密封

图 14-41 缝隙密封

(2)甩油密封。如图 14-42(a)所示，油润滑时，在轴上加工沟槽，或如图 14-42(b)所示，装入一个环，都可以把欲往外流出的油沿径向甩开，再经过轴承盖的集油腔及与轴承腔相通的油孔流回。或者如图 14-42(c)所示，在轴上加工螺旋油槽，也可有效地防止油外流。但这时轴必须只按一个方向旋转，以便将欲往外流出的油通过螺旋送回到轴承腔内。



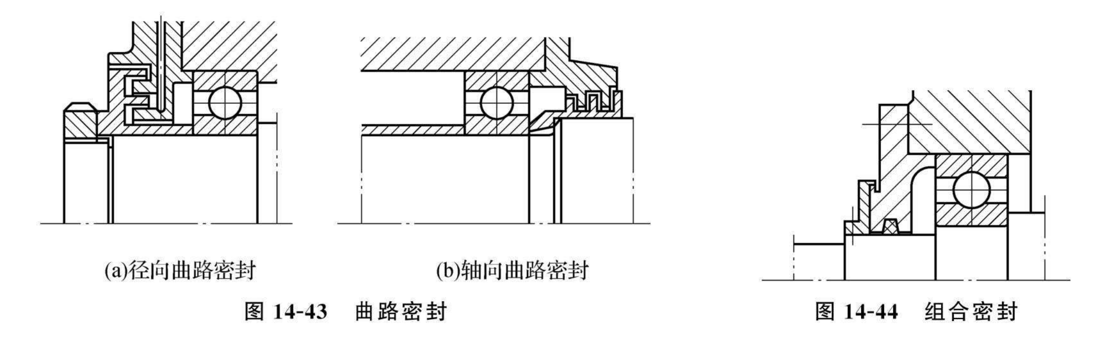
(a)轴上加工沟槽 (b)轴上装环 (c)轴上加工螺旋油槽

图 14-42 甩油密封

(3)曲路密封。当环境比较脏和潮湿时，采用曲路密封是相当可靠的。曲路密封是由旋转和固定的密封零件之间拼合成的曲折缝隙所形成，缝隙中填入润滑脂，可以增加密封的效果。根据部件的结构，曲路的布置可以是径向的，如图 14-43(a)所示，也可以是轴向的，如图 14-43(b)所示。采用轴向曲路密封时，轴承端盖应为剖分式。当轴因温度变化而伸缩或采用调心轴承时，可能造成曲路中密封零件的接触，设计时应加以考虑。

3. 组合密封

若联合采用两种以上的密封方法，如图 14-44 所示，采用毛毡圈油封和曲路密封，称为组合密封，密封效果更好，多适用于密封要求较高的场合。



(a)径向曲路密封　　(b)轴向曲路密封

图 14-43　曲路密封

图 14-44　组合密封

【本章要点】

(1)滚动轴承的功用是为轴和轴上的传动零件提供支承，按受载方向分向心轴承、推力轴承、向心推力轴承；按滚动体的形状分球轴承、滚子轴承。熟练掌握轴承代号，能够合理地选用滚动轴承。

(2)一般转速的滚动轴承，其主要的失效形式是疲劳点蚀，设计准则是通过疲劳寿命的计算防止产生疲劳点蚀；转速极低或摆动的轴承，失效形式为塑性变形，设计准则是通过静强度计算防止产生塑性变形。

(3)必须熟练掌握滚动轴承的寿命计算方法，理解寿命计算公式中各参数的意义。重点是角接触球轴承和圆锥滚子轴承轴向载荷的计算：通过派生轴向力及外加轴向载荷的分析与计算，判定“放松”和“压紧”的轴承，“放松”轴承的轴向力仅为其本身派生的轴向力，“压紧”轴承的轴向力则为除去本身派生的轴向力外其余各轴向力的代数和。

(4)为保证轴承顺利工作，还要合理地设计轴承装置。轴承装置设计的主要目的是正确解决轴承的安装、配置、紧固、调节、润滑、密封等问题。

课后习题

14-1　简述深沟球轴承和角接触球轴承在结构上和承受载荷上的区别。

14-2　为什么 30000 型和 70000 型轴承常成对使用？什么叫正装及反装？试比较正装及反装的特点。

14-3　滚动轴承基本额定动载荷 C 的含义是什么？当滚动轴承上作用的当量动载荷不超过 C 值时，轴承是否就不会发生点蚀破坏？为什么？

14-4　滚动轴承常见的失效形式有哪些？公式 $L=(C/P)^{\varepsilon}$ 是针对哪种失效形式建立起来的？

14-5 在唇形密封圈密封结构中，密封唇的方向与密封要求有何关系？

14-6 轴承预紧的目的是什么？常用的方法有哪几种？

14-7 轴系支承端的典型结构形式有三类：①两支点各单向固定；②一支点双向固定，另一支点游动；③两支点游动。试问这三种形式各适用什么场合？

14-8 一高速旋转、传递较大功率且支承跨距较大的蜗杆轴，采用一对正装的圆锥滚子轴承作为支承是否合适？为什么？

14-9 接触式密封有哪几种常用的结构形式？分别适用于什么速度范围？

14-10 滚动轴承的安装和拆卸应注意什么？为了装拆方便，在设计中应采取什么措施？

14-11 一对7210AC轴承分别受径向力 $F_{r1}=8000$ N，$F_{r2}=5200$ N，轴向外载荷 F_{ae}，方向如图14-45所示。试求下列情况下各轴承的内部轴向力 F_d 及轴向力 F_a。

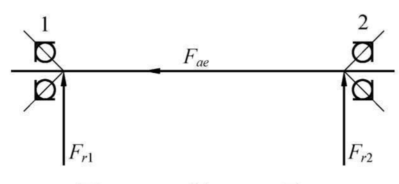


图 14-45 题 14-11 图

(1) $F_{ae}=2200$ N；

(2) $F_{ae}=900$ N；

(3) $F_{ae}=1904$ N；

(4) $F_{ae}=0$。

14-12 某转轴由一对代号为30312的圆锥滚子轴承支承，轴上斜齿轮的轴向分力 $F_a=5000$ N，方向如图14-46所示。已知两轴承的径向支反力 $F_{r1}=13600$ N，$F_{r2}=22100$ N。轴的转速 $n=720$ r/min，运转中有中等冲击，轴承工作温度小于120 ℃。试计算轴承的寿命 L_h。

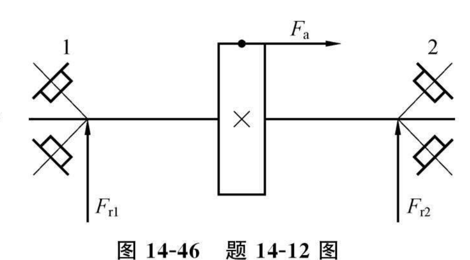


图 14-46 题 14-12 图

14-13 如图14-47所示轴系采用一对7212AC轴承支承，已知轴承径向载荷 $F_{r1}=2200$ N，$F_{r2}=1300$ N，$F_{ae}=1000$ N，转速 $n=1460$ r/min。预期计算寿命 $L'_h=25000$ h，轻微冲击，常温。试判断这对轴承是否满足要求。

14-14 某传动装置，轴上装有一对6309轴承，两轴承上的径向载荷分别是 $F_{r1}=1\ 600$ N，$F_{r2}=2500$ N，轴向外载荷 $F_{ae}=750$ N，轴的转速为 $n=1450$ r/min，预期寿命为 $L'_h=15000$ h，工作温度不超过100 ℃，中等冲击。试校核轴承的工作能力。若工作能力不满足要求，如何改进？

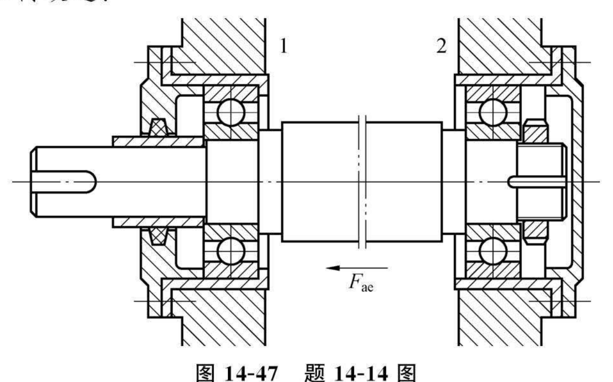


图 14-47 题 14-14 图

14-15　如图 14-48 所示斜齿圆柱齿轮轴系，存在错误结构或不合理之处，试画出正确的结构图。

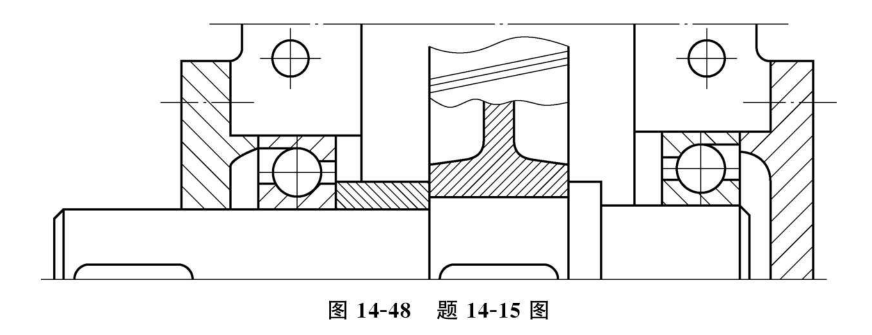


图 14-48　题 14-15 图

14-16　如图 14-19 所示为一对正装角接触球轴承的小锥齿轮轴系结构，指出图中的错误和不合理之处(不得改变轴承的正装方式，不能改为齿轮轴)，按序号说明错误的原因。

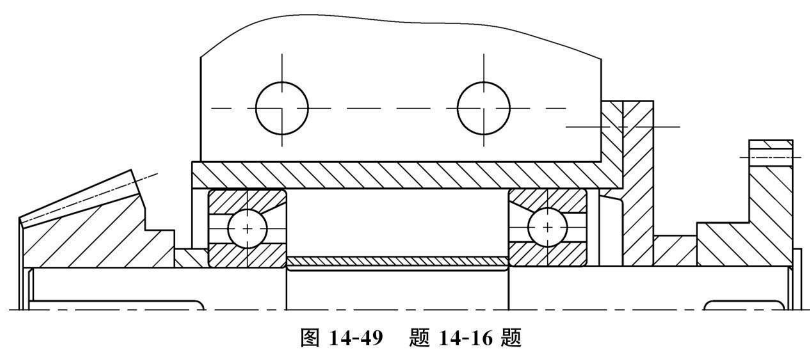


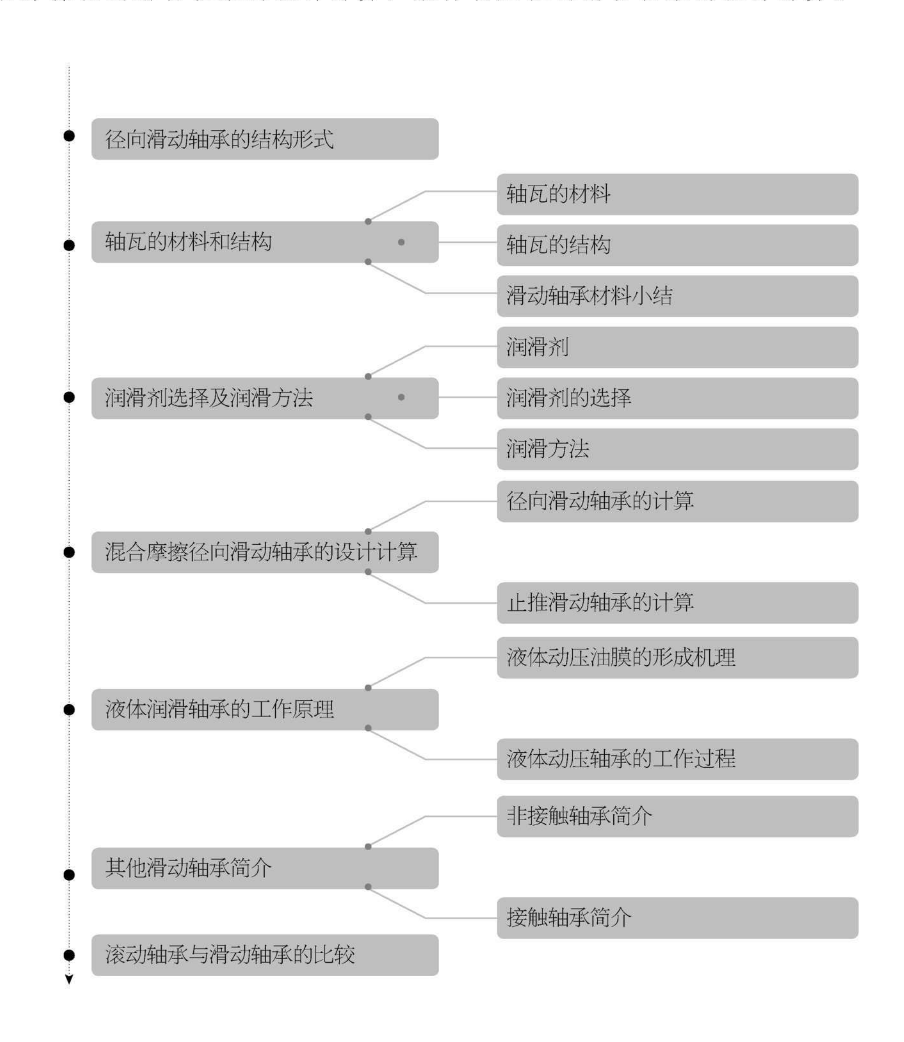
图 14-49　题 14-16 题

第 15 章　滑动轴承

【学习重点】

熟悉滑动轴承的结构形式、特点，轴瓦的材料、润滑剂和润滑方法；

掌握混合摩擦径向滑动轴承的设计计算，液体动压径向滑动轴承的设计计算。



【本章导入】

机器上有很多互相运动的零件，轴要转动，就一定要有固定的支架来支持它们，这种支架称之为轴承。除了 14 章讲到的滚动轴承，还有滑动轴承。滑动轴承工作时，轴在轴承里面转动时，轴承的同一表面与轴的不同表面陆续接触，它们之间是滑动摩擦。现代机器上所用的滑动轴承，虽做了很大改进，并且经常加润滑油以减小摩擦力，但是滑动轴承的阻力终究比较大，而且需要的润滑油比较多，这是滑动轴承的主要缺点。但滑动轴承具有其独特的优点，使得其在某些特殊场合仍占有重要地位。滑动轴承广泛应用在航空发动机附件、内燃机、铁路列车和卫星通信地面站等方面。本章主要针对非液体润滑滑动轴承介绍分类、结构形式、轴承材料及其设计计算，并简要介绍液体动压润滑轴承的原理。

15.1 径向滑动轴承的结构形式

考虑轴系及轴承装拆的需要，滑动轴承可分为整体式、剖分式及调心式三类。

(1)整体式滑动轴承，其结构如图 15-1 所示，它由轴承座 1 和整体轴瓦 2 组成。轴承座的顶部开有油孔 3 和油杯螺纹孔 4，油杯连接于螺纹孔，润滑油可经油孔流入轴承的工作表面。整体式滑动轴承具有结构简单、成本低、刚度大等优点，但装拆时必须通过轴端，而且磨损后轴颈轴瓦之间的间隙无法调整，所以这种结构常用于轻载，低速且不重要的场合。

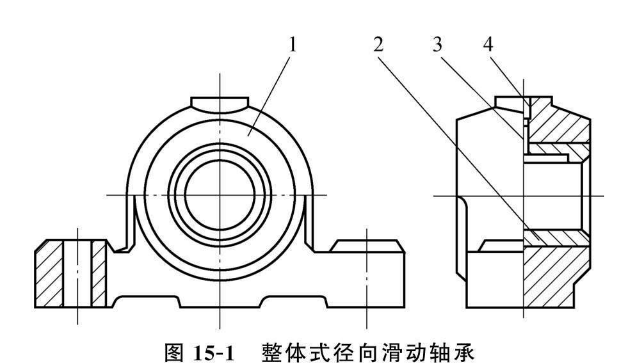


图 15-1 整体式径向滑动轴承

1—轴承座；2—整体轴瓦；3—油孔；4—油杯螺纹孔

(2)部分式滑动轴承，其结构如图 15-2 所示，它由轴承座 1，轴承盖 2，剖分式轴瓦 7 和双头螺柱 3 组成。为使轴承座与轴承盖很好对中，防止相对横向错动，接合面要做出阶梯形的定位止口。这种结构装拆方便，在接合面之间可放置电喷、垫片，通过调整垫片的厚薄，以补偿磨损造成轴瓦和轴颈间的间隙增大。轴承所受的径向力方向一般不超过剖分面垂线左右 35°的范围，否则应采用斜剖式滑动轴承(图 15-3)。剖分式滑动轴承便于装拆和调整间隙，所以得到广泛应用。

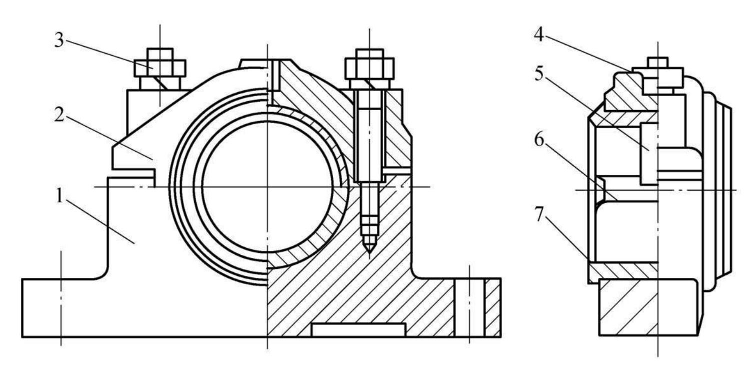


图 15-2　剖分式径向滑动轴承

1—轴承座；2—轴承盖；3—双头螺柱；4—螺纹孔；

5—油孔；6—油槽；7—剖分式轴瓦

(3)调心式轴承，其结构如图 15-4 所示，轴瓦 3 和轴承座 1 之间以球面形成配合，使得轴瓦和轴相对于轴承座可在一定范围内摆动，从而避免安装误差或轴的弯曲变形较大时，造成轴颈与轴瓦端部的局部接触所引起的剧烈偏磨和发热。

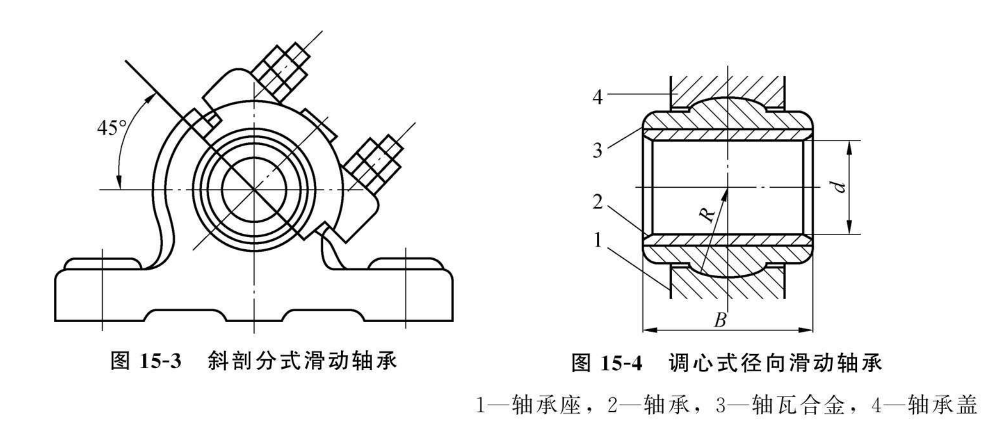


图 15-3　斜剖分式滑动轴承

图 15-4　调心式径向滑动轴承

1—轴承座，2—轴承，3—轴瓦合金，4—轴承盖

15.2　轴瓦的材料和结构

15.2.1　轴瓦的材料

滑动轴承工作时，轴瓦与轴颈的工作表面相互摩擦，因此磨损和胶合是轴瓦的主要失效形式。因此，轴瓦材料应具有良好的减摩性、耐磨性和抗胶合性，并且具有足够的强度，常用轴瓦材料有如下几类。

(1)轴承合金又称巴氏合金或白合金，根据软基体不同分为锡基和铅基两种，加入适量的锑和铜而成。轴承合金的减摩性能好，具有良好的抗胶合性，但其机械强度较低，且价格较贵，所以一般将轴承合金浇铸在钢或铸铁做成的轴瓦基体上作为轴衬使用。

(2)铜合金主要有锡青铜、铝青铜和铅青铜三种。青铜强度要高于轴承合金，减摩性和耐磨性均很好，可在较高的温度下工作。锡青铜适用于中速、中载或重载轴承；铝青铜适用于低速重载轴承；铅青铜适用于高速重载轴承。

(3)铸铁有普通灰铸铁和耐磨铸铁两种，价格低廉。铸铁材料中石墨成分可在表面形成一层石墨层，起润滑作用，但其脆性、跑合性差，只用于低速、轻载且无冲击的不重要轴承。

(4)粉末冶金是将铁或铜与石墨粉末混合，经压制烧结而成多孔质材料，其孔隙可以存储润滑油，故用此种材料制成的轴承又称作含油轴承。但粉末冶金材料韧性较差，宜用于载荷平稳、低速和加油不方便的场合，目前在家用电器中广泛采用。

(5)非金属轴瓦材料主要有塑料、橡胶等，以塑料用得较多。其优点是摩擦系数小、可塑性、跑合性、耐磨性、耐蚀性良好，可用水、油及化学溶液润滑。其缺点是导热性差，易变形，一般用于温度不高、载荷不大的场合。

15.2.2　轴瓦的结构

轴瓦是轴承中于轴颈直接接触的零件，轴瓦与轴颈的工作部门之间具有一定的相对滑动速度，因而从摩擦、磨损、润滑和导热等方面对轴承的材料和结构提出了较高的要求。因此，轴瓦之间的合理设计，轴瓦材料的正确选用，将直接关系到轴承的使用寿命和承载能力。

轴瓦的结构有整体式(图 15-1 中轴瓦)之分。对于重要的滑动轴承，为提高轴瓦的承载能力及节省贵重金属，常制成双金属轴瓦，即以钢铸铁青铜作瓦背，来提高轴瓦强度，并在内表面上浇铸一些减摩材料(称为轴承衬)。为使轴承衬和轴瓦很好地贴合，轴瓦内衣表面要预制出一些沟槽(图 15-5)在这种结构中，轴承衬直接与轴颈接触，而轴瓦起支承作用。

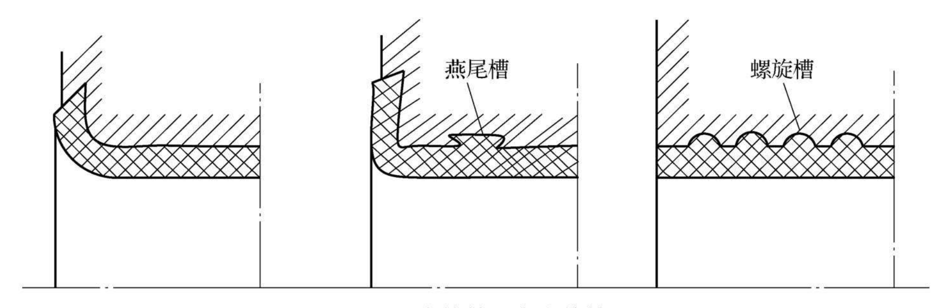


图 15-5　浇铸轴承合金的轴瓦

轴瓦应开设油孔及油沟，以便润滑油进入轴承并均布到整个工作表面。油孔和油沟，不应设在承载区内，以免降低油膜的承载能力。为了防止润滑油从轴承端部泄露，油沟沿轴向不允许开通。油沟开设的长度可按照轴瓦宽度的 80%进行设计。常见油孔和油沟的结构如图 15-6 所示。

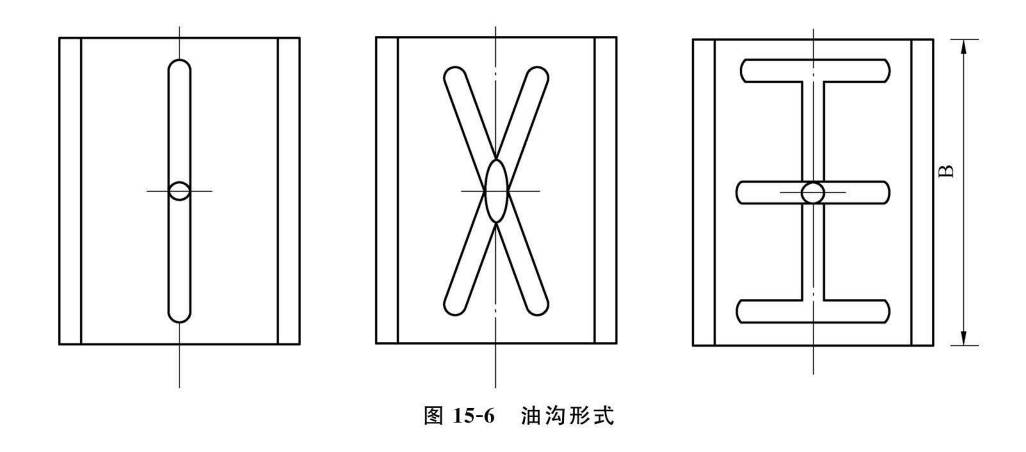


图 15-6 油沟形式

15.2.3 滑动轴承材料小结

轴瓦和轴承衬的材料统称为轴承材料。滑动轴承工作时，摩擦性质为滑动摩擦，轴瓦的主要失效形式是磨损和胶合，有时也出现强度不够引起的疲劳破坏。因此，要求轴瓦材料具备下述性能；①减摩性能好；②导热性好，热膨胀系数小；③耐磨，耐蚀，抗胶合能力强；④跑合性能好；⑤要有足够的机械强度和可塑性。

常用的轴承材料主要有金属材料、粉末冶金材料(多孔质)和非金属材料(如塑料，硬木和橡胶)三大类。

15.3 润滑剂选择及润滑方法

既然滑动轴承工作时摩擦性质为滑动摩擦，那么轴承润滑的目的就是降低摩擦功耗、减少磨损、同时还能起到冷却、防锈、吸振等作用。

15.3.1 润滑剂

正确选用润滑剂，是滑动轴承正常工作的保证。常用的润滑剂可以分为液态、固体和半固体，分别对应的是润滑油、固定润滑剂、润滑脂等三大类。润滑油的润滑性能好，应用最广；润滑脂具有不易流失等优点；固体润滑剂一般用于不能使用油、脂的特殊场合。

1. 润滑油

常用的润滑油大致分为三大类：矿物油、有机油和化学合成油，目前使用较多的是矿物油。润滑油的主要性能指标包括黏度、油性、闪点和凝点。

2. 固体润滑剂

常用的润滑剂有石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯等。一般在超出润滑油或润滑脂的适用范围时才考虑使用固体润滑剂，如怕油污染、不易维护、高温、低速重载等条件下。滑动轴承润滑时，通常

将固体润滑剂添加到润滑油或润滑脂中，用于提高润滑油或润滑脂的润滑性能。

3. 润滑脂

润滑脂习惯上称为黄油或干油，是润滑油与各种稠化剂(金属皂)的膏状混合物。根据所使用的皂基不同，常用润滑脂主要分为钙基润滑脂、钠基润滑脂、锂基润滑脂和铝基润滑脂。其主要性能指标有针入度、滴点等。

15.3.2 润滑剂的选择

润滑剂对滑动轴承的工作性能及寿命影响较大，设计时，应选择合适的润滑剂，以确保轴承具有良好的工作性能和持久的寿命。选择润滑剂时可以参考以下几个原则。

1. 类型选择

润滑油的润滑及散热效果较好，应用最广，液体摩擦滑动轴承和一般条件下的非液体摩擦滑动轴承均采用润滑油。润滑脂易保持在摩擦部位，维护简单，密封性好，对于要求不高、难于经常供油或摆动工作的非液体摩擦滑动轴承，可以采用润滑脂。固体润滑剂的摩擦系数较大、散热性较差，但使用时间长、有特殊要求时可以采用固体润滑剂。

2. 工作条件

轻载、高速条件下，应选黏度低的润滑油，以减小摩擦、降低润滑油的温度；高温、重载、低速条件下，选黏度高的润滑油，以利于形成油膜。启动频繁的轴承，应选用油性较好的润滑油。一般情况下，润滑油的工作温度最好不超过 60 ℃，而润滑脂的工作温度应低于其滴点 20 ℃～30 ℃。

3. 结构特点及环境条件

润滑间隙小时，应选用低黏度的润滑油，以保证油能充分流入；间隙大时要用高黏度油，以避免油的流失。垂直润滑面、升降丝杆、开式齿轮、链条等，采用高黏度油或润滑脂以保持较好的附着性。电火花、炽热金属等有燃烧危害处，润滑油应具有高闪点、高阻燃性。多尘潮湿环境下宜采用抗水的钙基、锂基或铝基润滑脂。

15.3.3 润滑方法

为了获得良好的润滑效果，除了正确选择润滑剂外，还应当选用适当的润滑方法和相应的润滑装置。

1. 润滑油的润滑方法

润滑油的提供可以是间歇的或连续的，其中连续供油润滑比较可靠，间歇供油应用于小型、低速或做间歇运动的工作场合，一般靠人工采用油壶或油枪向轴承的油孔或油环注油。

对于重要的轴承，则要采用连续供油的方法，如①滴油润滑；②芯捻润滑；③油环润滑；④飞溅润滑；⑤浸油润滑；⑥压力循环润滑。

2. 润滑脂的润滑方法

润滑脂只能提供间歇润滑，其中黄油杯应用最广，如图 15-7 所示。润滑脂存储于黄油杯杯体中，杯盖用螺纹与杯体连接，通过旋拧杯盖可将润滑脂挤入轴承内。另外，也可采用黄油枪向轴承补充润滑脂。

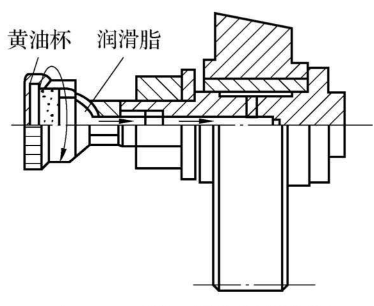


图 15-7 黄油杯润滑脂润滑

15.4 混合摩擦径向滑动轴承的设计计算

采用润滑脂、油绳或滴油润滑的径向滑动轴承，由于工作时得不到足够的润滑剂，在相对运动表面间难以产生一个完全的承载油膜，轴承摩擦同时存在边界润滑和液体润滑两种状态，这种情况称之为混合摩擦润滑状态或不完全液体润滑状态。这类轴承可靠的工作条件是：边界膜不遭破坏，维持粗糙表面微腔内有液体润滑存在。因此，其承载能力与边界膜的强度及其破裂温度有关，而且与轴承材料、表面粗糙度、润滑油的供给量等因素密切相关。

15.4.1 径向滑动轴承的计算

在设计径向滑动轴承时，通常是已知条件有轴承所受径向载荷 F(单位为 N)，轴颈转速 n(单位为 r/min)及轴颈直径 d(单位为 mm)，然后进行以下验算。

1. 验算轴承的平均压力 p(单位为 MPa)

$$p=\frac{F}{dB}\leqslant[p]$$

式中，B——轴承宽度，单位为 mm；

$[p]$——轴瓦材料的许用压力，单位为 MPa。

2. 验算轴承的 pv(单位为 MPa·m/s)

轴承的发热量与其单位面积的摩擦功耗 fpv 成正比(f 为摩察系数)，因此限制 pv 就是限制轴承温升。

$$pv=\frac{F}{Bd}\frac{\pi dn}{60\times 1\ 000}=\frac{Fn}{19\ 100B}\leqslant[pv]$$

式中，v——轴径圆周速度，即滑动速度，单位为 m/s；

$[pv]$——轴瓦材料的 pv 许用值，单位为 MPa・m/s。

3. **验算滑动速度 v(单位为 m/s)**

轴承的发热量与其单位面积的摩擦功耗 fpv 成正比(f 为摩擦系数)，因此限制 pv 就是限制轴承温升。

$$v \leqslant [v]$$

式中，$[v]$——许用滑动速度，单位为 m/s。

对于 p 和 pv 验算均合格的轴承，可能由于滑动速度过高，加速其磨损导致报废。其中原因是由于 p 为平均压力，各种因素的影响，局部 pv 可能超过许用值。

15.4.2　止推滑动轴承的计算

在设计止推轴承时要验算 p 和 pv，通常已知条件有轴承所受轴向载荷 F_a(单位为 N)，轴颈转速 n(单位为 r/min)，轴环直径 d_2 和轴承孔直径 d_1(单位为 mm)、轴环数目 z。

1. **验算轴承的平均压力 p(单位为 MPa)**

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{z\ \dfrac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \leqslant [p]$$

式中，$[p]$——轴瓦材料的许用压力，单位为 MPa。

2. **验算轴承的 pv(单位为 MPa・m/s)**

因为轴承的环形支撑面平均直径处的圆周速度 v(单位为 m/s)为

$$v = \frac{\pi n(d_1 + d_2)}{60 \times 1000 \times 2}$$

故应满足

$$pv = \frac{F_a}{z\ \dfrac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \times \frac{\pi n(d_1 + d_2)}{60 \times 1000 \times 2} \leqslant [pv]$$

式中，n——轴颈的速度，单位为 r/min；

$[pv]$——pv 许用值，单位为 MPa・m/s，考虑载荷的不均匀性，多环应比单环式降低 50%。

15.5　液体润滑轴承的工作原理

液体润滑轴承主要依靠流体动力润滑的楔效应承载机理。本章简要介绍流体动力润滑理论的基本方程(即雷诺方程)及液体润滑轴承的设计原理。

15.5.1　液体动压油膜的形成机理

设有两平行平板，如图 15-8(a)所示，静板 B 不动，动板 A 沿速度移动，板间任一剖面上的油

膜厚度相等。当板上无载荷时，两板间油膜的速度图呈三角形分布，板 A、B 之间带进的油量等于带出的油量，油压沿 v 方向无变化。如果不提供压力油，则油膜为承载能力。

当两平板相互倾斜使其间的油膜成楔性，切动板 A 从间隙较大的一方向间隙较小的一方移动，如图 15-8(b)所示。若各油层速度的分布规律如图中的虚线所示，那么进入间隙的油量必须大于流出间隙的油量，这显然不符合液体的不可压缩性和质量守恒原理。凡进入收敛性楔形间隙的油量，必须全部从出油口被挤出，这样油膜内部必产生一种压力，使油膜中呈现如图中实线所示的速度分布规律。

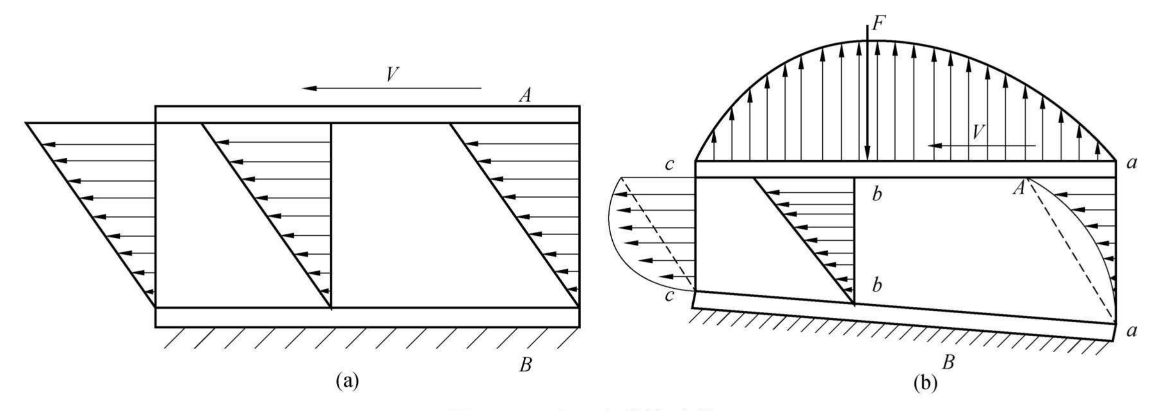


图 15-8 动压油膜的形成

显然，这时在 ab 段，压力沿 v 方向逐渐增大；而在 bc 段，压力沿 v 方向逐渐降低。在 a 和 c 之间必有一处 b 点的流速仍呈直线分布，其压力 p 达到最大值。由于油膜沿 v 方向各处的油压都大于入口和出口的油压，切压力分布如图 15-8(b)上部曲线所示，因而能承受一定的外载荷。这种借助于相对运动而在楔形间形成压力油膜，称为动压油膜，它使两板不直接接触而处于液体润滑状态，称为液体动力润滑。

由上述分析可知，形成动压油膜的必要条件是：①相对滑动表面之间必须形成间隙；②有一定的相对运动速度，其速度方向应保证润滑油从大口流向小口；③润滑油有一定的黏度且供油充分。

5.5.2 液体动压轴承的工作过程

径向液体动压轴承的工作过程如图 15-9 所示。在径向滑动轴承中，其轴颈与轴承孔间具有一定间隙。静止时，轴颈在轴承孔的最下方，并与之直接接触，两表面间自然形成弯曲的楔形间隙(如图 15-9(a))。当轴颈开始按图示方向转动时，速度很低，轴颈与轴承孔表面直接接触所产生的摩擦力(与轴颈转向相反)，迫使轴颈沿内壁上爬而产生偏移(图 15-9(b))。随着转速增加，被轴颈带进楔形间隙的油量增多，逐渐形成了动压油膜，并迫使轴颈和轴承分开，在油膜压力的水平分力作用下，轴颈移向右下方(图 15-9(c))。当转速达到一定值时，油膜压力与外载荷平衡，轴颈处于偏右下方的位置，并进入稳定运转状态(图 15-9(d))。

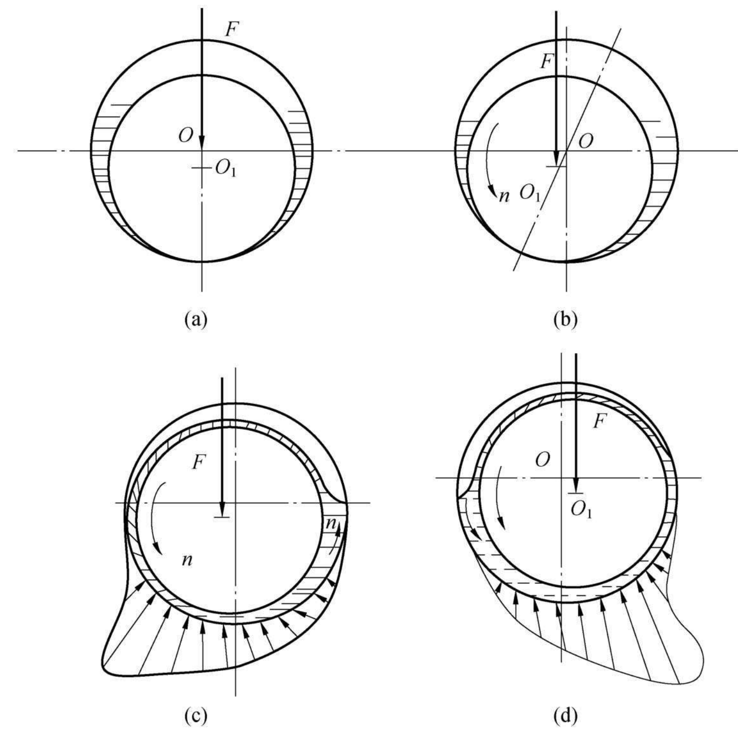


图 15-9 径向液体动压轴承的工作过程

15.6 其他滑动轴承简介

15.6.1 非接触轴承简介

在超高速轴系中，对轴承提出了更高的要求：基本上应无磨损，无摩擦，无须保养管理(无润滑)的非接触轴承，而且工作十分可靠。其中，气体轴承和电磁轴承可基本满足上述要求。

1. 气体轴承

气体轴承用气体做润滑剂，由气膜将轴与轴瓦分开，使轴在轴承中无接触地旋转或呈悬浮状态；为了保证承载能力和工作稳定性，往往在转子或静子上刻有螺旋槽。润滑气体常用空气，因为空气的黏度为油的四五千分之一，空气轴承摩擦阻力很小，可在高转速下工作，转速每分钟可达几十万甚至百万转，受温度影响很小，能在很大温度范围内应用。它用于惯导陀螺电机轴承，核反应堆内的支承和纺织机械等。气体轴承也有气体动压轴承和气体静压轴承两大类，其工作原理和液体润滑轴承基本相同。

2. 电磁轴承

利用电场力或磁场力使轴悬浮的轴承统称为电磁轴承；电悬浮的为静电轴承；磁悬浮的为磁性轴承；电磁混合悬浮的为电磁混合轴承。这种轴承可适用于高真空，圆周速度可达 200 m/s、运转

精度很高(达 0.1 μm)，工作温度范围大，无噪声，运转可靠。有源磁轴承如图 15-10 所示。转子靠电磁引力稳定地悬浮在所需的间隙位置上；传感器监控转子与定子之间的间隙，并输出测量信号，继而通过功率放大器控制电磁铁间的吸引力，稳定转子的位置。它用于导航技术、高速机械、稳定运转精度要求高的机械以及特殊条件下工作的小型机械(如高真空泵、放射性介质中工作的泵)等。

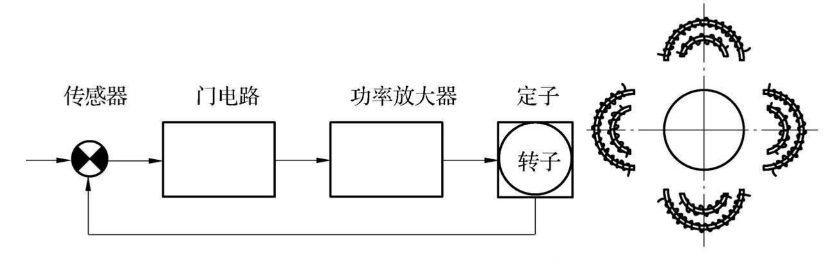


图 15-10 有源磁轴承原理图与调节电路

15.6.2 接触轴承简介

滚动轴承和滑动轴承都是接触轴承，除此之外，还有其他形式的接触轴承，如多油楔滑动轴承，液体静压轴承等，以下分别进行介绍。

1. 多油楔滑动轴承

单油楔滑动轴承工作时，如果轴颈受到某些微小的干扰就会偏离平衡位置，轴将做一种新的有规则或无规则的运动，称为轴承失稳。为了保证轴承的工作稳定性和旋转精度，常把轴承做成多油楔现状的。如图 15-11 所示是常见的几种多油楔滑动轴承：椭圆轴承、位错轴承和三油楔轴承(双向和单向)。如图 15-12 所示为摆动轴瓦径向滑动轴承，轴瓦由三片以上(常为奇数)的扇形块组成，轴瓦由球端的螺钉支承。轴瓦的倾斜度可以随轴颈位置不同自动调整，以使系统在不同的载荷、转速、轴的弹性变形和偏斜等工况条件下形成液体摩擦。

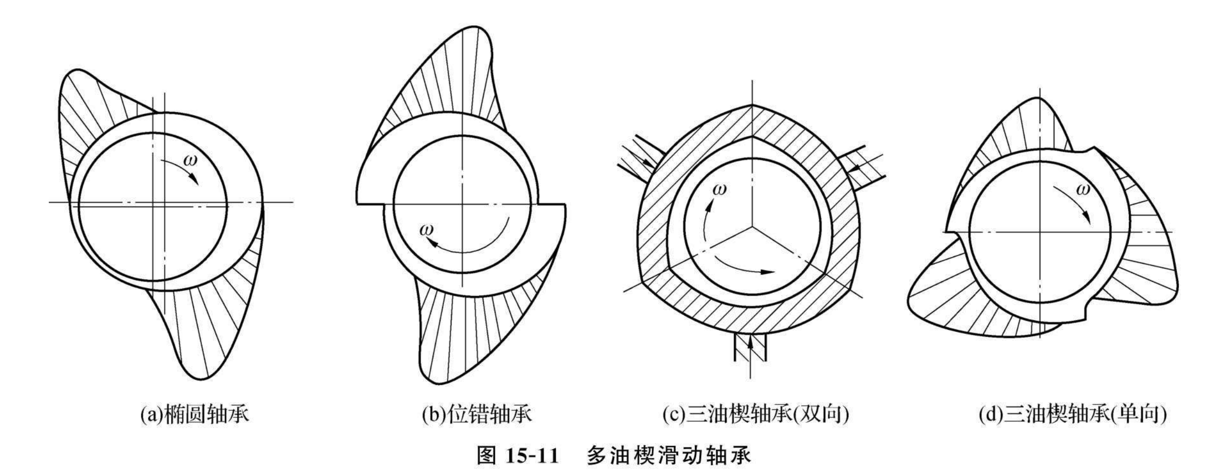
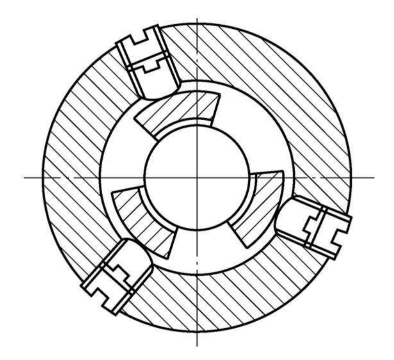


图 15-11 多油楔滑动轴承

2. 液体静压轴承

液体静压轴承利用专门的供油装置，把具有一定压力的润滑油送入轴承油腔而形成压力油膜，以强制性方式分离轴颈和轴承孔表面。该类轴承利用静压腔间压力差来平衡外载荷，以保证轴承在

完全液体润滑状态下工作。如图 15-13 所示是液体静压径向滑动轴承的示意图，当载荷为零时，轴颈与轴同心，各油腔压力相等，即 $p_1=p_2=p_3=p_4$。


图 15-12 摆动轴瓦径向滑动轴承

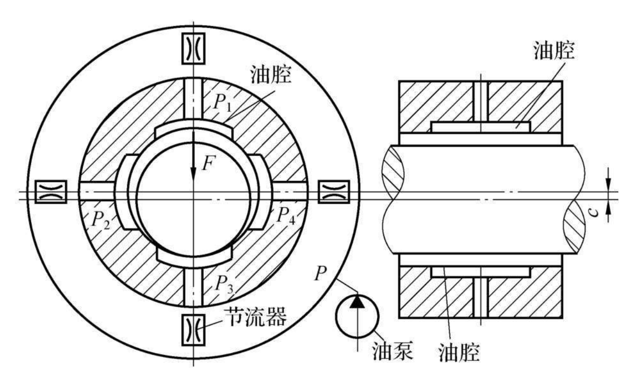


图 15-13 液体静压径向滑动轴承示意图

当轴承受载荷 F 作用时，轴颈偏移，各油腔附近的间隙不同，受力大的油膜减薄，流量减小，相应的节流器中的压力也将减小。但是，因供油压力保持不变，所以下油腔中压力增大；同理，上油腔的压力减小。轴承依靠压力差 p_3-p_1 平衡载荷 F。

15.7 滚动轴承与滑动轴承的比较

滚动轴承与滑动轴承相比，具有摩擦阻力小，易启动，效率高，润滑简便和易于互换等优点，所以获得更为广泛的应用。滚动轴承的最大好处就是摩擦阻力小。它只有滑动轴承摩擦阻力的五分之一到五十分之一。机器装上滚动轴承，就可以减少因为摩擦而消耗的动力。因为滚动轴承在启动和运转时的摩擦阻力都差不多一样大，所以启动机器时，不需要加更大的力量，就可以把机器启动。这不仅可以大大节省动力，而且对机器的维护也是非常有力的。

滚动轴承的缺点是抗冲击能力较差，高速时出现噪声，工作寿命也不及液体摩擦的滑动轴承。滚动轴承已为标准件，由专业工厂大批生产。

1. 滚动轴承相对滑动轴承的优缺点如下

滚动轴承的优点有如下几方面。

(1)节约有色金属材料。滚动轴承的原材料是合金钢，它不像滑动轴承要用铜、铅、锡和锑等有色金属的合金来做轴衬。因此在机器上广泛地采用滚动轴承，就能节省大量的有色金属，可以把有色金属应用到发展电气工业等更重要的用途上去。

(2)精密度高。滚动轴承制造时的精密度很高，因此可以提高机器的转速。由于滚动轴承是由专门的制造厂经过精密加工制成的，所以使用时只要装上就能运转，不像滑动轴承那样，安装时需要工人细心修刮装配，从而可大大节省装配时间。

(3)维护成本低。滚动轴承不像滑动轴承那样，需要经常加油，其一次加油即可连续工作两个月到一年，因此能大大节省润滑油的消耗量。

(4)省空间。滚动轴承在沿着轴的方向上的宽度尺寸比较小，因而所占位置较小。

滚动轴承的缺点有如下几方面。

(1)承载小。滚动轴承能够负担的载荷比同样体积滑动轴承小，因而在重载荷情况下，目前还是采用滑动轴承，而不宜采用滚动轴承，如轧钢机轧辊。

(2)制造成本高。滚动轴承的制造精度要求很高，加工过程比较复杂，因而价格较高。

滚动轴承虽然存在着上述一些缺点，但是它的优点是主要的，因此，在各种现代化的机器上，总是尽量地使用滚动轴承。而滑动轴承则与其相反，大量生产时成本可以降低。

【本章要点】

(1)滑动轴承的特点、类型、应用、轴承材料的分类、选择原则。重点为掌握轴承的结构，材料的特点。

(2)掌握非液体润滑轴承的强度校核方法。重点理解限制 $p \leqslant [p]$、$pv \leqslant [pv]$、$v \leqslant [v]$的目的。即通过校核 $p \leqslant [p]$限制其过度磨损，校核 $pv \leqslant [pv]$限制其胶合，校核 $v \leqslant [v]$限制其加剧磨损。

(3)掌握流体动压形成的原理和形成条件。即相对运动的两表面间必须形成收敛的楔形间隙；被油膜分开的表面必须有一定的相对运动速度，其运动方向必须使润滑油由大口流进，从小口流出；润滑油必须有一定黏度，供油要充分。

课后习题

15-1 滑动轴承按摩擦状态可分为几种?

15-2 对开式径向滑动轴承的轴承座和轴承盖的结合面设计成阶梯形是为什么?

15-3 常用的滑动轴承材料分为________、________和________三大类。

15-4 形成液体摩擦动压润滑的必要条件是什么?

15-5 设计非液体滑动轴承时需要进行哪些计算，其目的各是什么?

15-6 简述获得液体润滑的主要方法。

15-7 一非液体润滑滑动轴承，$B=100$ mm，$d=100$ mm，轴颈转速 $n=600$ 转/分，轴承材料的$[p]=8$ MPa，$[pv]=15$ MPa·m/s，$[v]=3$ m/s。求该轴承所能承受的最大载荷 F。

15-8 已知一起重机卷筒用滑动轴承，其径向载荷 $F=100$ kN，轴颈直径 $d=90$ mm，转速 $n=10$ r/min，试按非液体摩擦状态设计此轴承。

第 16 章　联轴器、离合器和制动器

【学习重点】

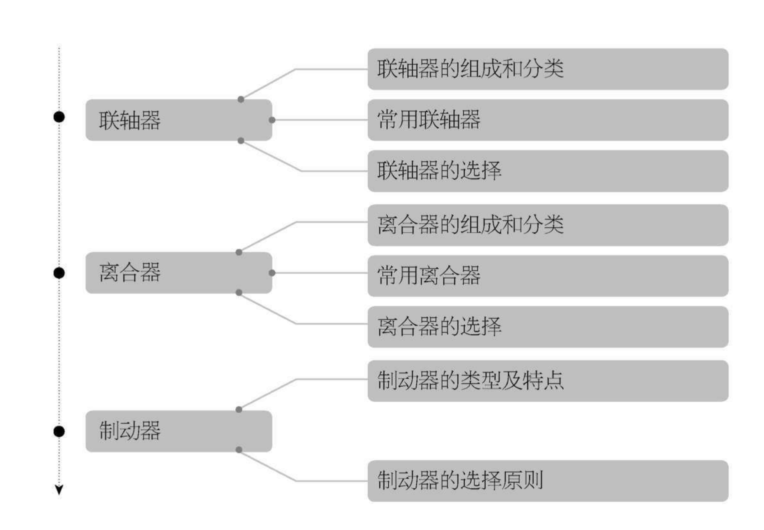
了解联轴器、离合器和制动器的功用、类型、结构特点、应用范围和选择方法；

了解滑动轴承的优缺点和限制条件；

了解如何选择滑动轴承及相关的计算理论；

【学习难点】

掌握滑动轴承的分类和结构形式，根据其主要失效形式，选择的不同材料及其特性，了解其润滑方式。了解不同形式的滑动轴承的润滑，油膜厚度，热平衡等计算方法和参数选择。掌握联轴器、离合器和制动器的选用。



【本章导入】

联轴器、离合器和制动器是机器中常见的机械部件，联轴器、离合器的功用是连接两轴一起转动，并在其间传递运动和转矩。图 16-1 至图 16-3 分别为联轴器、离合器和制动器的实物图。




图 16-1 联轴器

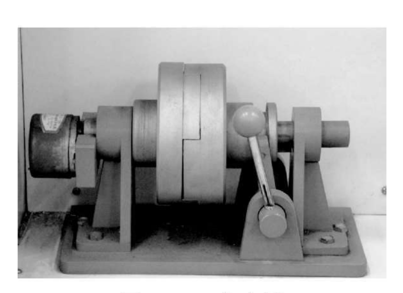


图 16-2 离合器



图 16-3 制动器

在一台机器的设计中，需要在两根轴之间来传递动力和运动，那么，应该选用联轴器、离合器还是制动器？对应不同的工作要求，选择哪种类型的联轴器、离合器和制动器最合适呢？通过对本章的学习，可以比较充分地了解常用联轴器、离合器和制动器的功用、类型、结构特点、应用范围和选择方法，在此基础上，学会联轴器、离合器和制动器的合理选用。

16.1 联 轴 器

16.1.1 联轴器的组成和分类

联轴器一般由两个半联轴器及连接件组成，半联轴器与主动轴、从动轴常采用键、花键等连接，联轴器连接的两轴一般属于两个不同的机器或部件。

由于制造及安装误差、承载后的变形以及温度变化的影响，一般无法保证被连接的两轴精确同心，往往存在着某种程度的相对位移与偏斜，两轴间会产生轴向位移 x、径向位移 y、角位移 α 或这些位移组合的综合位移，如图 16-4 所示。因此，设计联轴器时要从结构上采取各种不同的措施，使联轴器具有补偿各种偏移量的能力，以避免传动时在联轴器、轴和轴承间产生附加动载荷，甚至引起强烈振动。因而，联轴器除了能传递所需的转矩外，还应具有补偿两轴线的相对位移或偏差、缓冲与减振以及保护机器等性能。

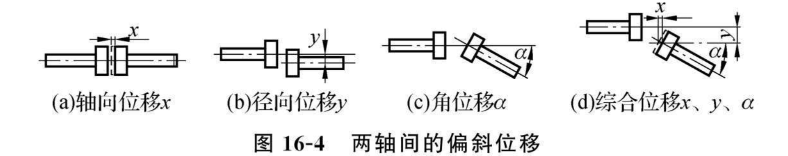


图 16-4 两轴间的偏斜位移

根据两半联轴器间的连接和中间传力件是刚性还是弹性及能否缓冲减振，联轴器可分为刚性联轴器和弹性联轴器两大类。刚性联轴器又可分为固定式和可移式两种类型。固定式刚性联轴器无中间传力件，由两半联轴器刚性连接，不能补偿两轴的相对位移与偏差。可移式刚性联轴器有中间刚性传力件，能补偿两轴间的相对位移与偏差。弹性联轴器含有中间弹性传力元件，除了能补偿两轴间的相对位移外，还具有吸收振动和缓和冲击的能力。联轴器的分类及常用类型如表 16-1 所示。

表 16-1　联轴器分类

刚性联轴器							弹性联轴器			
固定式刚性联轴器			可移式刚性联轴器							
凸缘联轴器	套筒联轴器	夹壳联轴器	滑块联轴器	齿式联轴器	万向联轴器	滚子链联轴器	弹性套联轴器	弹性柱销联轴器	梅花形弹性联轴器	轮胎式弹性联轴器

16.1.2　常用联轴器

1. 固定式刚性联轴器

固定式刚性联轴器由刚性元件组成，连接后成为一刚性整体，工作中无相对运动，用于无位移补偿要求、轴的对中性好的场合。固定式刚性联轴器有凸缘式、套筒式、夹壳式等。

(1)凸缘联轴器

凸缘联轴器是应用最广的刚性联轴器，它用螺栓将两个半联轴器的凸缘连接起来，以实现两轴连接。联轴器中的螺栓可以用普通螺栓，也可以用铰制孔螺栓。

凸缘联轴器有两种主要的结构形式。一种是普通凸缘联轴器，如图 16-5(a)所示，靠铰制孔用螺栓来实现两轴同心，螺杆承受挤压与剪切来传递转矩，较容易拆卸。另一种是有对中榫的凸缘联轴器，如图 16-5(b)所示，靠凸肩和凹槽(即对中榫)来实现两轴同心，通过预紧普通螺栓在凸缘接触表面产生的摩擦力传递转矩。为安全起见，凸缘联轴器的外圈还应加上防护罩或将凸缘制成轮缘形式。制造安装凸缘联轴器时，应准确保持半联轴器的凸缘端面与孔的轴线垂直，使两轴精确同心。

半联轴器的材料通常为铸铁，如 HT200，当受重载或圆周速度 $v \geqslant 30$ m/s 时，可采用铸钢或锻钢，如 ZG270-500 或 35 钢。

凸缘联轴器的结构简单，使用方便，应用较广，可传递较大的转矩，但不能缓冲吸振，常用于载荷较平稳、两轴对中性较好的场合。

另外，凸缘联轴器还有一种安全销方式，如图 16-6 所示。销轴由较低强度的材料制造，起对中和传递转矩的作用；过载时，销被剪断，可确保机器中其他零件的安全。

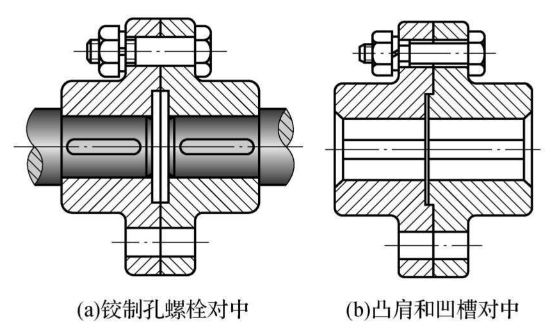
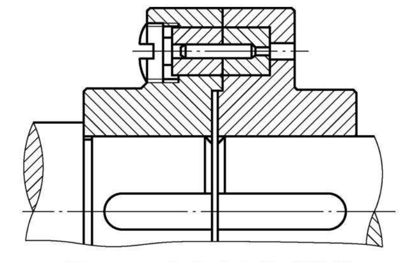


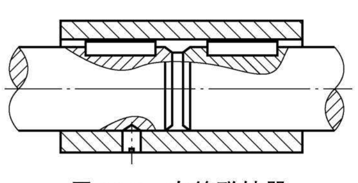
图 16-5 凸缘联轴器

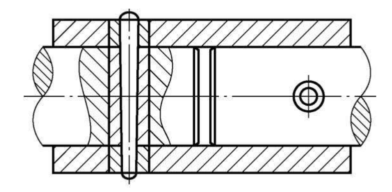

图 16-6 安全式凸缘联轴器

(2)套筒联轴器

套筒联轴器是一种结构最简单的联轴器，由一个圆柱形套筒和两个平键或圆锥销联结来传递转矩，如图 16-7 所示。被连接的轴径一般不超过 80 mm，套筒用 35 或 45 钢制造，其优点是径向尺寸小，结构简单，成本低，但传递的转矩小，不能缓冲吸振，被连接的两轴必须严格对中，装拆时轴要做轴向移动，如机床上就经常采用这种联轴器。此种联轴器尚无标准，需要自行设计。

当用销传递转矩时，如果销尺寸设计适当，过载时销被剪断，可防止损害机器的其他零件，起到过载保护作用，如图 16-8 所示。这种能起安全作用的联轴器称为安全式套筒联轴器。


图 16-7 套筒联轴器


图 16-8 安全式套筒联轴器

(3)夹壳联轴器

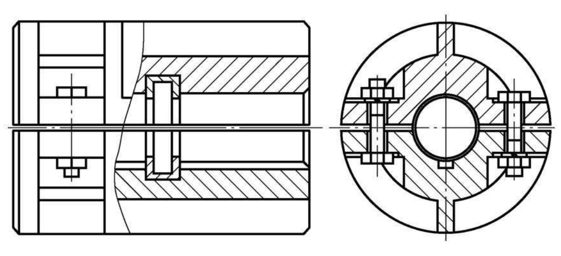
夹壳联轴器由两个半圆筒形的夹壳及连接它们的螺栓所组成，如图 16-9 所示，靠夹壳与轴之间的摩擦力或键来传递转矩，优点是装拆方便，不用移动轴；主要用于低速、工作平稳的场合。

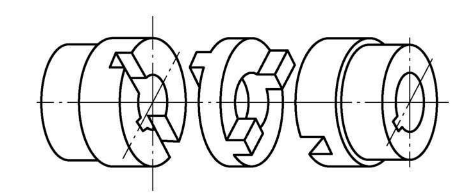
2. 可移式刚性联轴器

可移式刚性联轴器有刚性中间元件，两轴相对位移的补偿是利用联轴器中零件间的相对滑动、间隙等来实现的，不能缓冲和减振。常用的可移式刚性联轴器有以下几种。

(1)滑块联轴器

滑块联轴器由两个半联轴器与十字滑块组成，如图 16-10 所示，十字滑块两侧互相垂直的凸榫分别与两个半联轴器的凹槽组成移动副。联轴器工作时，十字滑块随两轴转动，同时又相对于两轴移动以补偿两轴的径向位移。这种联轴器径向位移补偿能力较大，同时也有少量的角度和轴向补偿能力，一般允许的径向位移为 $y \leqslant 0.04d$(d 为轴的直径)，角位移为 $\alpha \leqslant 30'$。如果两轴线不同心或偏斜，滑块将在凹槽内滑动，会产生离心力和磨损，并给轴和轴承带来附加动载荷，所以不宜用于高速场合，一般转速不超过 300 r/min。这种联轴器多用中碳钢制成，其摩擦表面须淬火处理。滑块联轴器结构简单、制造容易，应用较广。


图 16-9　夹壳联轴器

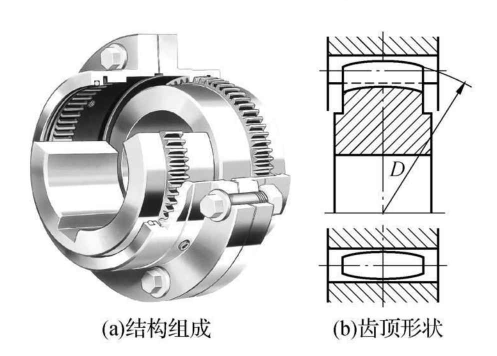

图 16-10　滑块联轴器

(2)齿式联轴器

齿式联轴器由两个有外齿的套筒和两个有内齿的外壳所组成，如图 16-11(a)所示。套筒与轴用键相联，两个外壳用螺栓联成一体，为了减少轮齿的磨损和相对移动时的摩擦阻力，在壳内储有润滑油，为防止润滑油泄漏，内外套筒之间设有密封圈。工作时靠啮合的轮齿传递转矩。内齿轮齿数、模数和外齿轮相等，齿数一般为 30～80，轮齿通常采用压力角为 20°的渐开线齿廓。

由于轮齿间留有较大的间隙和外齿轮的齿顶为椭球形，如图 16-11(b)所示，能补偿两轴的不同心和偏斜，允许角位移在 30′以下。若将外齿做成鼓形齿，角位移可达 3°。

齿轮材料通常为 45 钢或 ZG310-570，齿面须淬火，齿轮圆周速度小于 3 m/s 时，可调质处理。



(a)结构组成　(b)齿顶形状

图 16-11　齿式联轴器

齿式联轴器能传递很大的转矩，并可补偿适量的综合位移，工作可靠，安装精度要求不高；但结构复杂、质量大，制造成本高，常用于重型机械中。

(3)万向联轴器

万向联轴器又称十字铰链联轴器，中间是一个相互垂直的十字头，十字头的两对面用铰链分别与两轴上的叉形接头相连，叉形接头分别与两轴通过键相连接，如图 16-12 所示，因此，当一轴的位置固定后，另一轴可以在任意方向偏斜，角位移 α 可达 40°～45°。

运转时单个万向联轴器两轴的瞬时角速度并不是时时相等，即当轴 1 以等角速度回转时，轴 2 做变角速转动，其变化范围为 $\omega_1\cos\alpha\leqslant\omega_2\leqslant\dfrac{\omega_1}{\cos\alpha}$。

角速度 ω_2变化的幅度与两轴的夹角 α 有关，α 越大，则 ω_2变动越大，从而引起动载荷，使传动失去平稳性，对使用不利。

为了克服单个万向联轴器的上述缺点，机器中常将万向联轴器成对使用，称为双万向联轴器，如图 16-13 所示。对于连接相交或平行两轴的双万向联轴器，欲使主、从动轴的角速度相等，必须满足两个条件：

①主动轴、从动轴与中间件的夹角必须相等，即 $\alpha_1=\alpha_2$；

②中间件两端的叉面必须位于同一平面内。

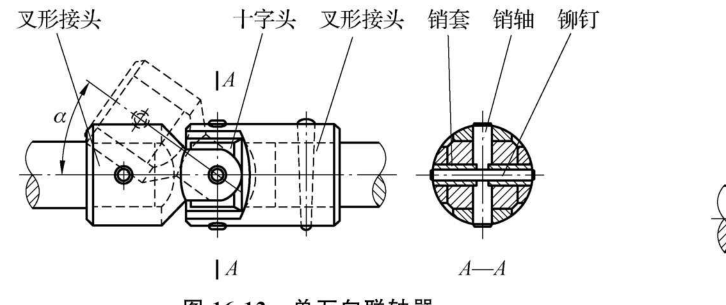


图 16-12　单万向联轴器

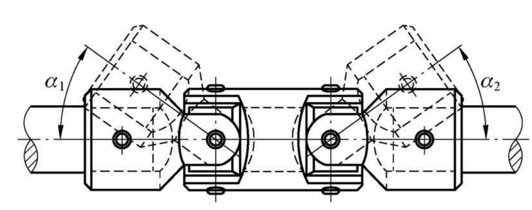


图 16-13　双万向联轴器

显然，中间件本身的转速是不均匀的，但因它的惯性小，由它产生的动载荷、振动等一般不致引起显著危害。

万向联轴器常用合金钢制造，其结构紧凑，维修方便，能补偿较大的角位移，广泛应用于汽车、拖拉机、轧钢机和金属切削机床中。

(4)滚子链联轴器

滚子链联轴器的半联轴器为两个齿数相同的链轮，分别用键与两轴连接，双排滚子链同时与两个半联轴器的链轮啮合，从而实现两轴联结和转矩传递，如图 16-14 所示。

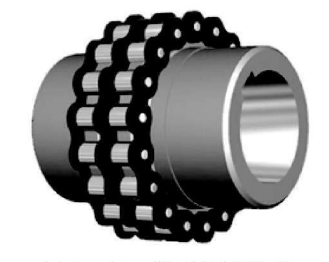


图 16-14　滚子链联轴器

滚子链联轴器的润滑对其性能影响很大。转速较低时应定期涂润滑脂，转速高时应充分润滑，并安装罩壳。

滚子链联轴器结构简单，尺寸紧凑，质量小，成本低，装拆方便，维修容易，工作可靠，使用寿命长，可在恶劣环境下工作，具有一定的位移补偿和缓冲吸振性能。由于链条的套筒与其相配件之间存在间隙，不适用于逆向传动、启动频繁的传动和立轴传动，不宜用于高速传动。

3. 弹性联轴器

弹性联轴器包含有弹性元件，利用弹性元件的弹性变形补偿两轴间的相对位移，还具有缓冲吸振的能力。用于频繁启动和反向传动、承受变载荷、高速运转和两轴对中不精确的场合。常用的有弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、梅花形弹性联轴器、轮胎式联轴器等。

(1)弹性套柱销联轴器

弹性套柱销联轴器结构上和凸缘联轴器很相似，只是用带橡胶弹性套的柱销代替了连接螺栓，与轴连接可采用圆柱孔或圆锥孔形式，如图 16-15 所示。为了更换橡胶套时简便而不必拆移机器，设计中应注意留出距离 A。为了补偿轴向位移，安装时两半联轴器间应留出相应的间隙 c。这种联轴器能缓冲吸振，可补偿轴线的 x、y 位移和综合误差的影响。

弹性套柱销联轴器制造容易，装拆方便，成本较低，但弹性套易磨损，寿命较短，工作环境温度为－20 ℃～70 ℃，应工作在无油质及其他对橡胶无害的介质中。常用于载荷平稳，正反转或启动频繁，转速高，传递中小转矩的场合。

(2)弹性柱销联轴器

弹性柱销联轴器是利用若干非金属材料制成的柱销置于两个半联轴器凸缘的孔中，以实现两轴的连接。柱销通常用尼龙材料制成，具有一定的弹性。为防止柱销脱落，两侧装有挡板，如图 16-16 所示。这种联轴器与弹性套柱销联轴器相比，结构简单，制造安装方便，寿命长，使用于轴向窜动较大，正反转或启动频繁，转速较高的场合。由于尼龙柱销对温度较敏感，故工作温度限制在－20℃～60℃的范围内。

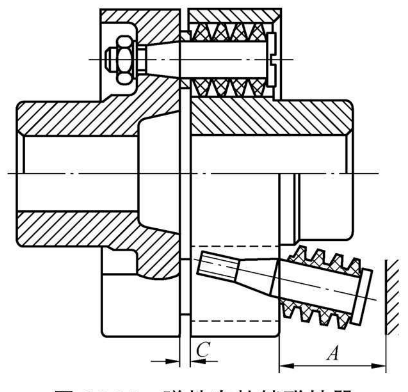


图 16-15　弹性套柱销联轴器

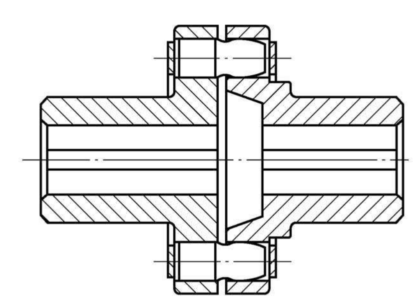


图 16-16　弹性柱销联轴器

弹性柱销联轴器能缓和冲击、吸收振动，且能补偿较大的轴向位移。依靠弹性柱销的变形，允许两轴有一定的轴向、径向和角位移。适用于正反向变化多、启动频繁的高速轴，最大转速可达8000 r/min。

(3)梅花形弹性联轴器

梅花形弹性联轴器由两个带凸爪形状相同的半联轴器和弹性元件组成，利用梅花形弹性元件置于两半联轴器凸爪之间，以实现两半联轴器的连接，如图 16-17 所示。梅花形弹性元件的材料采用橡胶或尼龙，根据不同工况条件选用不同材料。

梅花形弹性联轴器具有工作稳定可靠、补偿两轴相对位移、缓冲减振、径向尺寸小、结构简单、承载能力较高、维护方便等特点，但更换弹性元件时两半联轴器须沿轴向移动；适用于连接两同轴线、起动频繁、正反转变化、中高速、中小功率的传动系。

(4)轮胎式弹性联轴器

轮胎式弹性联轴器由橡胶或橡胶织物制成的轮胎弹性元件 1，通过压板 2 和螺栓 3 与两半联轴器 4 相联，如图 16-18 所示。这种联轴器结构简单、工作可靠，径向尺寸较大，但轴向尺寸较窄，有利于缩短串联机组的总长度，其最大转速可达 5000 r/min。这种联轴器因具有橡胶轮胎弹性元件，可补偿较大的径向位移，能缓冲吸振，绝缘性能好，运转时无噪声，故适用于潮湿多尘，冲击大，启动频繁及经常正反转的场合。

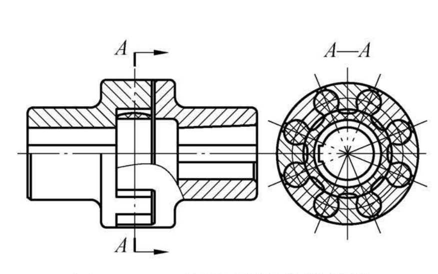


图 16-17 梅花形弹性联轴器

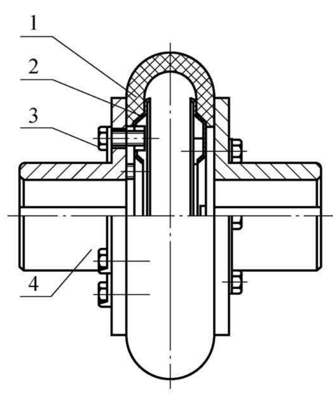


图 16-18 轮胎式弹性联轴器

1—弹性元件；2—压板；3—螺栓；4—两半联轴器

16.1.3 联轴器的选择

对于标准联轴器而言，其选择的主要任务是确定联轴器类型和型号。一般可先依据机器的工作条件选定合适的类型，需要考虑转矩的大小和性质及对缓冲性能的要求、工作转速的高低、两轴相对位移的大小和方向、可靠性和工作环境、制造、安装、维护和成本等。然后按照计算转矩、轴的转速和轴端直径从标准中选择所需的型号和尺寸，必要时还应对其中的某些零件进行验算。

1. 联轴器类型的选择

选择联轴器应全面了解常用联轴器的性能、应用范围及使用场合。设计人员根据机械设计中对联轴器的要求和工作条件，选用合适的联轴器类型，另外也可以参考同类机械进行选择。

通常对于低速、刚性大的轴，可选用固定式联轴器；对于低速、刚性小的轴或长轴，可选用可移式刚性联轴器；对于大功率重载传动，可选用齿式联轴器；对于高速且有冲击或振动的轴，可选用弹性联轴器；对轴线相交的两轴，可选用万向联轴器；对有严重冲击或要求减振的传动，可选用轮胎式联轴器。

2. 联轴器型号的选择

当联轴器的类型确定后，需要确定计算转矩 T_{ca}。

计算转矩 T_{ca} 应考虑机器起动时的惯性力、机器在工作中承受过载和受到可能的冲击等因素，按下式确定。

$$T_{ca}=K_A T \tag{16-1}$$

式中，K_A——工作情况系数，其值可查表 16-2；

T——名义转矩，单位为 Nm。

根据计算转矩 T_{ca}、轴的转速 n、轴端直径 d 和空间尺寸等要求在标准中选择适当的联轴器型号。所选择的联轴器应满足以下条件：

(1) $T_{ca}\leqslant[T_n]$，$[T_n]$为许用转矩；

(2) 最大转速 $n_{max}\leqslant[n]$，$[n]$为联轴器的许用最高转速；

(3)被连接两轴的直径应当在联轴器的孔径范围内。每一型号的联轴器适用的轴直径都有一个范围，被连接两轴的直径应当在此范围内。一般情况下两轴的直径可以不同，轴端的形状(圆柱、圆锥)也可以不同。

表 16-2　工作情况系数 K_A

工作机	原动机			
	电动机、气轮机	单缸内燃机	双缸内燃机	四缸和四缸以上内燃机
转矩变化很小的机械：如发电机、小型通风机、小型离心泵	1.3	2.2	1.8	1.5
转矩变化较小的机械：如透平压缩机、木工机械、运输机	1.5	2.4	2.0	1.7
转矩变化中等的机械：如搅拌机、增压机、有飞轮的压缩机	1.7	2.6	2.2	1.9
转矩变化和冲击载荷中等的机械：如织布机、水泥搅拌机、拖拉机	1.9	2.8	2.4	2.1
转矩变化和冲击载荷较大的机械：如挖掘机、碎石机、造纸机械	2.3	3.2	2.8	2.5
转矩变化和冲击载荷大的机械：如压延机、起重机、重型轧机	3.1	4.0	3.6	3.3

【小提示】

联轴器只有在机器停车时，才能实现两轴的结合或分离。

16.2　离　合　器

16.2.1　离合器的组成和分类

离合器一般由主动部分、从动部分、接合部分、操纵部分等组成。主动部分与主动轴固定连接，主动部分还常用于安装接合元件。从动部分有的与从动轴固定连接，有的可以相对于从动轴做轴向移动并与操纵部分相联，从动部分上安装有接合元件。操纵部分控制接合元件的接合与分离，以实现两轴间转动和转矩的传递或中断。

离合器应满足的基本要求是：①分离、接合迅速，平稳无冲击，分离彻底，动作准确可靠；②结构简单，重量轻，惯性小，外形尺寸小，工作安全，效率高；③接合元件耐磨性好，使用寿命长，散热条件好；④操纵方便省力，制造容易，调整维修方便。

离合器按其工作原理可分为牙嵌式离合器和摩擦式离合器两类；按操纵方式可分为机械式、电磁式、液压式和气压式离合器，电磁式离合器在自动化机械中作为控制转动的元件而被广泛应用；按控制方式不同离合器可分为操纵式和自动式，自动式离合器有超越离合器、离心离合器和安全离合器等，能够在特定的工作条件下(如一定的转矩、转速或回转方向)自动接合与分离。

16.2.2 常用离合器

1. 牙嵌式离合器

牙嵌式离合器主要由两个端面带牙的半离合器组成，如图 16-19 所示。一个半离合器(主动部分)用平键与主动轴连接，另一个半离合器(从动部分)用导向平键或花键与从动轴连接，并可用操纵机构操纵使其轴向移动以实现离合器的接合与分离。传递转矩是靠两半离合器端面上两相互啮合的牙齿来实现的。

牙嵌式离合器常用的牙形有矩形、三角形、梯形和锯齿形等。

(1)矩形齿。无轴向分力，齿的强度低，磨损后间隙无法补偿，难于接合，只能用于静止状态下手动离合的场合，应用较少。

(2)三角形齿。便于结合与分离，强度较弱，用于传递小转矩的低速离合器，牙数一般为 15～60。

(3)梯形齿。牙的强度高，承载能力大，能自行补偿磨损产生的间隙，并且接合与分离方便，但啮合齿间的轴向力有使其自行分离的可能。这种牙形的离合器应用广泛，牙数一般为 3～15。

(4)锯齿形。牙的强度高，承载能力最大，但仅能单向工作，反向工作时齿面间会产生很大的轴向力使离合器自行分离而不能正常工作，牙数一般为 3～15。

牙嵌离合器的常用材料为低碳合金钢，如 20Cr、20MnB，经渗碳淬火等热处理后使牙面硬度达到 56～62HRC。有时也采用中碳合金钢如 40Cr、45MnB，经表面淬火等热处理后硬度达 48～58HRC。

牙嵌式离合器的特点是结构简单，尺寸紧凑，工作可靠，承载能力大，传动准确，但在运转时接合有冲击，容易打坏牙齿，所以一般离合操作只在低速或静止状况下进行。

牙嵌离合器可以借助电磁线圈的吸力来操纵，称为电磁牙嵌离合器。电磁牙嵌离合器通常采用嵌入方便的三角形细牙，它依据信息而动作，便于遥控和程序控制。

2. 摩擦式离合器

摩擦式离合器是靠接合元件间产生的摩擦力来传递转矩的。接合元件所受的正压力 F 调整确定后，接合元件之间的最大摩擦力随之确定，离合器传递的最大转矩 T_{max} 也随之确定。离合器正常工作时所传递的转矩 T 应小于或等于最大转矩 T_{max}。当过载时，接合元件间产生打滑，保护传动系统中的零件不致损坏。打滑时，接合元件磨损严重，摩擦消耗的功转变为热量使离合器温度升高，将影响到离合器的正常工作。

摩擦式离合器接合元件的结构形式有圆盘式、圆锥式、块式、钢球式和闸块式等。摩擦式离合器的类型很多，最常见的是圆盘式摩擦离合器。

(1)单片式圆盘摩擦离合器

如图 16-20 所示为单片式摩擦离合器，离合器的圆盘 1 采用紧配合连接在主动轴上，圆盘 2 可以沿导向键在从动轴上移动，移动滑环 3 可使两圆盘接合或分离。工作时轴向压力 F_a 使两圆盘的工作表面产生摩擦力来传递转矩。

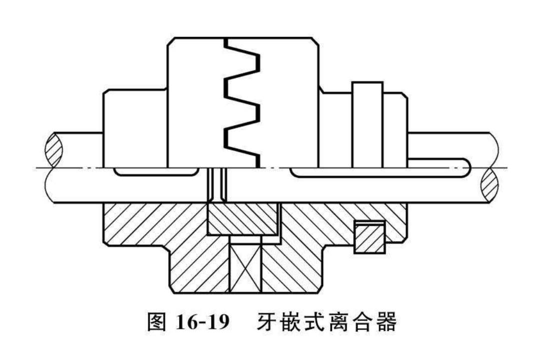


图 16-19　牙嵌式离合器

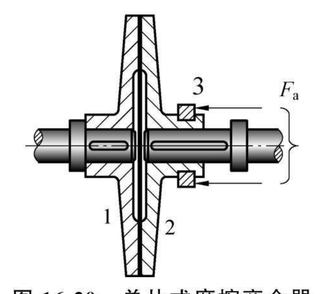


图 16-20　单片式摩擦离合器

1，2—圆盘；3—移动滑环

单片式摩擦离合器结构简单，散热性好，过载时打滑，起保护作用，但传递转矩小，多用于轻工机械，如包装机械、纺织机械等。

(2)多片式圆盘摩擦离合器

如图 16-21 所示为多片式圆盘摩擦离合器。图中主动轴 1 与外壳 2 相连接，从动轴 3 与套筒 4 相连接。外壳 2 的内缘开有轴向槽，外摩擦片 5 以其凸齿插入外壳 2 的轴向槽中，因此外摩擦片 5 与轴一起转动，并可在轴向力推动下沿轴向移动。内摩擦片 6 的凹槽与套筒 4 上的凸齿相配合，故内摩擦片 6 可与轴 3 一起转动并可沿轴向移动。内、外摩擦片间隔安装。另外，在套筒 4 上开有三个轴向槽，其中安置可绕销轴 10 转动的曲臂杠杆 8。当滑环 7 向左移动时，压下杠杆 8 的右端，通过曲臂杠杆 8 的左端、压板 9 使两组摩擦片压紧，离合器即处于接合状态。若滑环向右移动时，杠杆 8 在弹簧 11 的作用下右端抬起，使摩擦片被松开，离合器即分离。多片式摩擦离合器的摩擦片材料为淬火钢片或压制石棉片，摩擦片数目多，可以增大所传递的转矩。但片数过多，将使各层间压力分布不均匀，所以一般不超过 12～15 片。

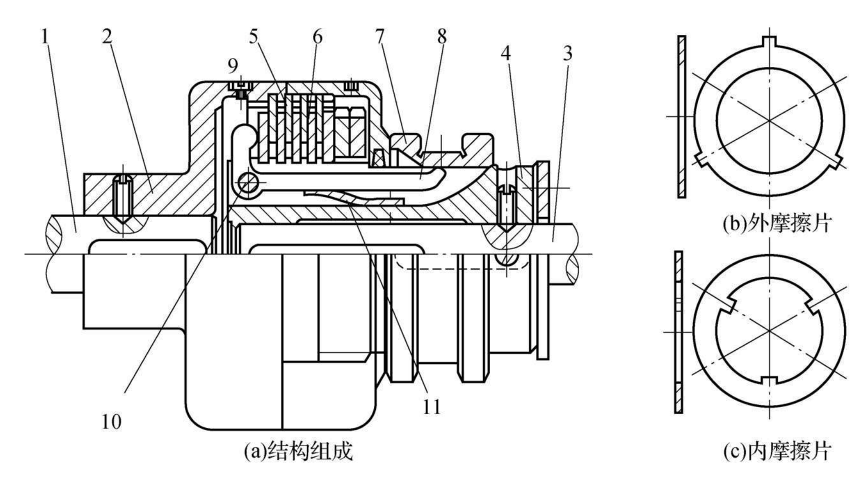


图 16-21　多片式摩擦离合器

1—主动轴；2—外壳；3—从动轴；4—套筒；5—外摩擦片；6—内摩擦片；

7—滑环；8—杠杆；9—压板；10—销轴；11—弹簧

多片式摩擦离合器的优点是：两轴能在任何转速下接合，接合与分离过程平稳，过载时会发生打滑，适用载荷范围大。其缺点是：结构复杂，成本较高，产生滑动时两轴不能同步转动。

摩擦离合器也可用电磁力来操纵，称为电磁离合器，其中电磁摩擦离合器是应用最广泛的一种。电磁摩擦离合器在电路上尚可进一步实现各种特殊要求，如快速励磁电路可以实现快速接合，提高离合器的灵敏度。相反，缓冲励磁电路可抑制励磁电流的增长，使起动缓慢，从而避免起动冲击。

(3)超越离合器

超越离合器又称定向离合器，其结构如图 16-22 所示，星轮 1 和外圈 2 分别与传动轴相连接，星轮 1 和外圈 2 间的楔形空腔内装有滚柱 3，每个滚柱都被弹簧推杆 4 向前推进，在楔形腔内处于半楔紧状态。

【小提示】

离合器连接在机器工作中无需停车就能方便地实现两轴的分离或接合。

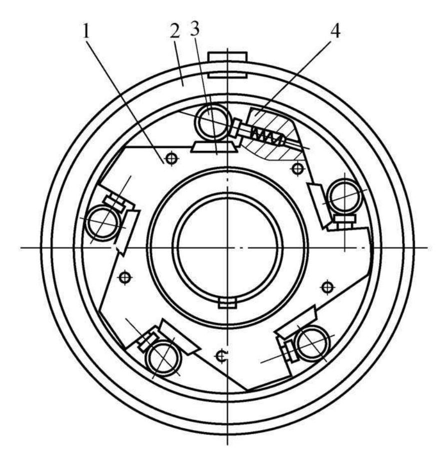


图 16-22 超越离合器

1—星轮；2—外圈；3—滚柱；4—弹簧推杆

星轮 1 和外圈 2 都可作为主动件，若以外圈 2 为主动件，并逆时针回转时，弹簧推杆 4 的推力和外圈 2 对滚柱的摩擦力会推动滚柱 3 滚向楔口的小端，进一步楔紧在外圈 2 和星轮 1 间，从而驱动星轮 1 一起转动，离合器处于接合状态。当星轮 1 转速超过外圈 2 的转速时，相当于外圈 2 相对星轮 1 做顺时针转动，这时滚柱 3 被带动克服弹簧推力而滚向楔形空腔的宽敞部分，离合器处于分离状态，因而超越离合器只能单向传递转矩，反向时会自动分离开。

超越离合器工作时没有噪声，宜用于高速传动，但制造精度要求较高。

16.2.3 离合器的选择

选择离合器时，首先应根据机器的工作特点和使用要求，结合各类离合器的特点，确定离合器的类型。然后，再根据两轴的直径、转速、转矩等从有关手册中选取合适的规格，必要时对其薄弱环节进行承载能力的校核。

16.3 制 动 器

制动器工作原理是利用摩擦副中产生的摩擦力矩来实现制动作用，或者利用制动力与重力的平衡，使机器运转速度保持恒定。为了减小制动力矩和制动器的尺寸，通常将制动器配置在机器的高速轴上。

16.3.1　制动器的类型及特点

1. 分类

制动器的类型很多，按照用途，可分为停止式和调速式两种。前者只有停止和支持运动物体的作用；后者除具有前者的功能外，还具有调节物体运动速度的作用。

按照结构特征，制动器可分为块式、带式和盘式制动器三种。

按照操纵方式，制动器分为手动、自动和混合式三种。

按照工作状态，制动器可分为常开式制动器和常闭式制动器两种。前者经常处于松闸状态，必须施加外力才能实现制动；后者的工作状态正好与前者相反，即经常处于合闸即制动状态(通常为机器停机时)，只有施加外力才能解除制动状态(如机器启动和运转时)。起重机械中的提升机构常采用常闭式制动器，而各种车辆的主制动器则采用常开式。

2. 特点

部分制动器已标准化，其选择计算方法可查阅机械设计手册。现介绍几种常见的简单的制动器。

(1)短行程电磁铁双瓦块式制动器

短行程电磁铁双瓦块式制动器的工作原理如图 16-23 所示。在图示状态中，电磁铁线圈 5 断电，主弹簧 8 回复将左、右两制动臂 4 接近，两个瓦块 3 同时闸紧制动轮 10，此时为制动状态。当电磁铁线圈通电时，电磁铁 6 绕 O 点逆时针转动，迫使推杆 7 向右移动，于是主弹簧 8 被压缩，左、右两制动臂 4 的上端距离增大，两瓦块 3 离开制动轮 10，制动器处于开启状态。将两个制动臂对称布置在制动轮两侧，并将两个瓦块铰接在其上，这样可使两瓦块下的正压力相等及两制动臂 4 上的合闸力相等，从而消除制动轮上的横向力。将电磁铁装在制动臂上，可使制动行程较短(小于 5 mm)。主弹簧的压力可由位于其端部、装在推杆 7 上的螺母来调节。两制动臂的张开程度由限位螺钉 2 调节限定。

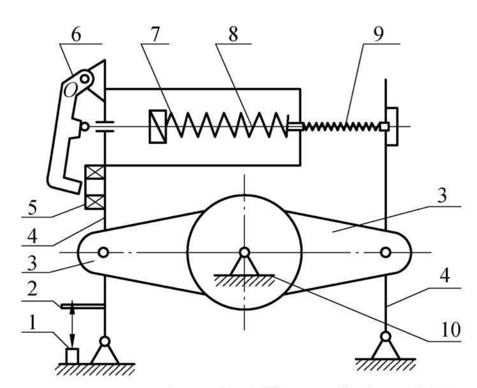


图 16-23　短行程电磁铁双瓦块式制动器

1—机架；2—限位螺钉；3—瓦块；4—制动臂；5—电磁铁线圈；

6—电磁铁；7—推杆；8—主弹簧；9—调整螺杆；10—制动轮

这种制动器的优点是：制动和开启迅速，尺寸小、重量轻，更换瓦块、电磁铁方便，并易于调整瓦块和制动轮之间间隙。缺点是：制动时冲击力较大，开启时所需的电磁铁吸引力大，电磁铁的尺寸和电能消耗也因此较大。这种制动器不宜用于需很大制动力矩和频繁制动的场合。

(2)带式制动器

带式制动器是由包在制动轮上的制动带与制动轮之间产生的摩擦力矩来制动的，图 16-24 所示为简单的带式制动器。在重锤的作用下，制动带紧包在制动鼓上，从而实现制动。松闸时，则由电磁铁或人力提升重锤来实现。带式制动器结构简单，由于包角大，制动力矩也很大；但因制动带磨损不均匀，易断裂；对轴的横向作用力也大。带式制动器多用于集中驱动的起重设备及铰车上。

(3)内张蹄式制动器

如图 16-25 所示为内张蹄式制动器的工作原理图。两个制动蹄 1 分别与机架的制动底板铰接，制动轮 3 与被制动轴连接。制动轮内圆柱表面装有耐磨材料制的摩擦瓦 6。当压力油进入油缸 4 后，推动左、右两活塞，两制动蹄在活塞的推动力 F 作用下，压紧制动轮内圆柱面，从而实现制动。松闸时，将油路卸压，弹簧 5 收缩，使制动蹄离开制动轮，实现松闸。这种制动器结构紧凑，尺寸小，而且具有自动增力的效果，因而广泛用于结构尺寸受限制的机械设备和各种运输车辆上。

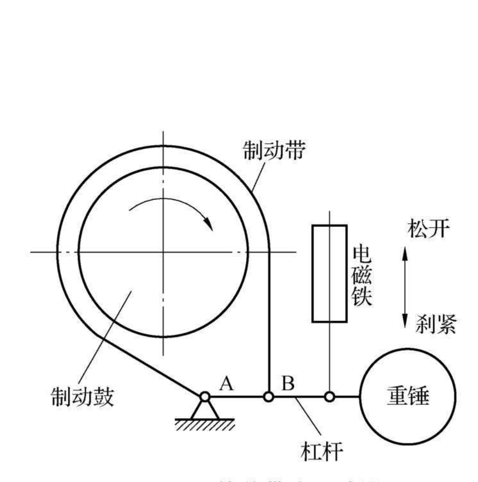


图 16-24 简单带式制动器

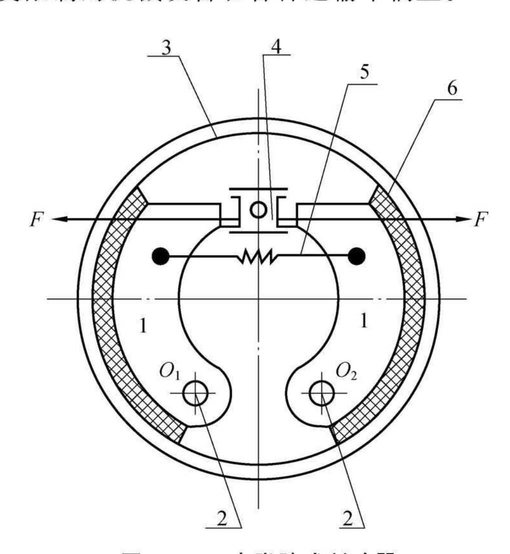


图 16-25 内张蹄式制动器

1—制动蹄；2—铰链；3—制动轮；
4—油缸；5—弹簧；6—摩擦瓦

16.3.2 制动器的选择原则

【小提示】

制动器是使机器在很短时间内停止运转并闸住不动的装置，也可在短期内用来减低或调整机器的运转速度。

(1)考虑整套设备的性能和结构。例如，起重机的起升机构、矿山机械的提升机都必须选用常闭式制动器，以保证安全可靠。而行走机构和回转机构选用常闭式或常开式制动器都可以，但为了容易和方便地控制制动，推荐选用常开式制动器。

(2)考虑整套设备的使用环境、工作条件和保养条件。例如，主机上有液压站，则选用带液压的制动器；如主机要求干净，并有直流电源供给时，则选用直流短程电磁铁制动器最合适；有的设备要求制动平稳，无噪声，最好选用液压制动器或磁粉制动器。

(3)考虑经济性。满足使用要求前提下，成本最好低些。

(4)考虑制动器的安装位置和容量。制动器通常安装在机械传动中的高速轴上。此时，需要的制动力矩小，制动器的体积小，重量轻，但因机械传动的中间环节多，安全可靠性相对较差。如安装在机械传动的低速轴上，则比较安全可靠，但转动惯量大，所需的制动力矩大，制动器体积和重量相对也大。安全制动器通常安装在低速轴上。

类型确定后，从手册中查出适当型号，然后根据机器运转情况计算制动轴上的负载力矩，求出计算制动力矩，以计算制动力矩为依据，选出标准型号后，再进行必要的发热、制动时间(或距离、转角)等验算。必要时，可对其薄弱环节进行承载能力校核。

【本章要点】

了解常用联轴器、离合器和制动器的类型、特点，掌握选用方法。

课后习题

16-1　简述联轴器和离合器的主要作用和根本区别。

16-2　试比较固定式刚性联轴器、可移式刚性联轴器和弹性联轴器各有何优缺点？各有哪几种类型？各用于什么场合？

16-3　联轴器的类型如何选择？制动器的选用一般应遵循什么原则？

16-4　牙嵌离合器和摩擦式离合器各有何优缺点？各适用于什么场合？

16-5　有一链式输送机用联轴器与电机相连接。已知传递功率 $P=15$ kW，电动机转速 $n=1460$ r/min，电动机轴伸直径 $d=42$ mm，两轴同轴度好，输送机工作时起动频繁并有轻微冲击，试选择联轴器的类型和型号。

第17章　减　速　器

【学习重点】

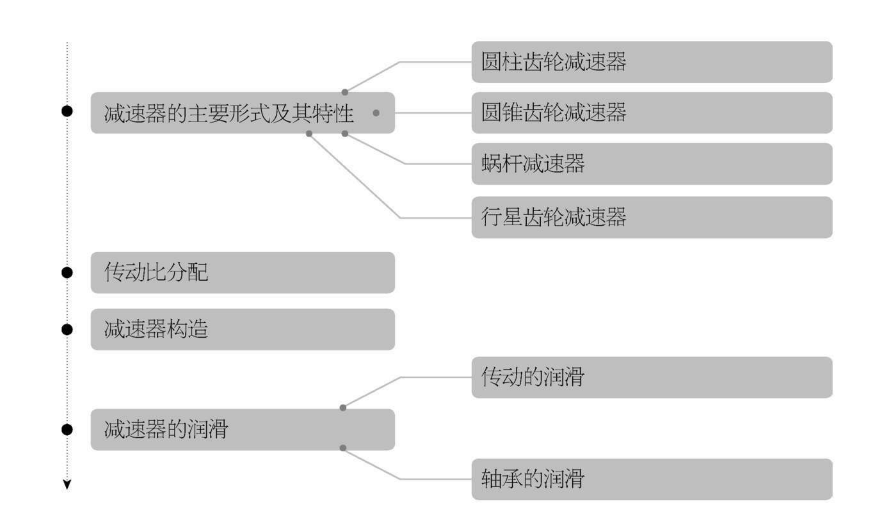
了解减速器传动比的分配方法，润滑方式；

熟悉齿轮减速器的类型、工业应用；

掌握齿轮减速器的机械结构。

【学习难点】

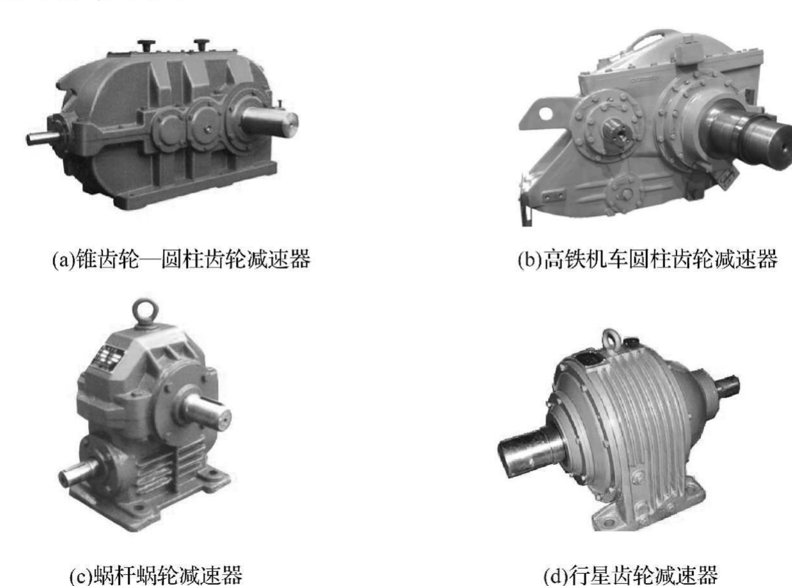
能够借助设计手册完成二级齿轮减速器的设计。



【本章导入】

减速器工程上又叫齿轮箱，是一种封闭在刚性壳体内的齿轮传动、蜗杆传动或齿轮一蜗杆传动所组成的独立部件，常用在原动机与工作机之间作为减/变速的传动装置。图 17-1 中给出了几种常见的工业减速器类型：锥齿轮—圆柱齿轮减速器、高铁机车圆柱齿轮减速器、蜗杆蜗轮减速器、行星齿轮减速器。减速器由于结构紧凑、效率较高、传递运动准确可靠、使用维护简单，并可成批生产，故在现代机器中应用广泛，几乎所有需要动力驱动的装置中都离不开减速器。

减速器在少数场合下也用作增速的传动，如在风力发电上，为了提高风力驱动速度，反过来用增速传动，这时就称为增速器。



(a)锥齿轮—圆柱齿轮减速器　(b)高铁机车圆柱齿轮减速器

(c)蜗杆蜗轮减速器　(d)行星齿轮减速器

图 17-1　几种常见的工业减速器

17.1　减速器的主要形式及其特性

常用减速器的形式、特点和应用见表 17-1。

表 17-1　常用减速器的形式、特点和应用

名称	运动简图	推荐传动比	特点及应用
单级圆柱齿轮减速器		$i \leqslant 8 \sim 10$	应用广泛，结构简单，精度容易保证轮齿可做成直齿、斜齿和人字齿。直齿用于速度较低($v \leqslant 8$ m/s)、载荷较轻的传动；斜齿轮用于速度较高的传动；人字齿轮用于重载的传动中。箱体通常用铸铁做成，单件或小批生产有时采用焊接结构。轴承一般采用滚动轴承，重载或特别高速时采用滑动轴承。其他形式的减速器与此类同

续表

名称		运动简图	推荐传动比	特点及应用
两级圆柱齿轮减速器	展开式		$i=i_1 \cdot i_2$ $i=8 \sim 60$	这是两级减速器中最简单、应用最广泛的结构，齿轮相对轴承的位置不对称，当轴产生弯曲变形时，载荷沿齿宽分布不均匀，因此要求轴有较大的刚度。高速级齿轮远离转矩输入端。高速级一般做成斜齿，低速级可做成直齿
	分流式		$i=i_1 \cdot i_2$ $i=8 \sim 60$	结构复杂，但由于齿轮相对于轴承对称布置，与展开式相比载荷沿齿宽分布均匀、轴承受载均匀。中间轴危险截面上的转矩只相当于轴所传递转矩的一半，适用于变载荷的场合。高速级一般为对称左、右旋斜齿轮，低速级可用直齿或人字齿轮
	同轴式		$i=i_1 \cdot i_2$ $i=8 \sim 60$	减速器长度尺寸较小，输入轴和输出轴布置在同一轴线上，使设备布置较为方便、合理。两对齿轮浸入油中深度大致相同。但轴向尺寸较大，且中间轴较长，刚度差，使沿齿宽载荷分布不均匀，高速轴的承载能力难于充分利用
三级圆柱齿轮减速器	展开式		$i=i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$ $i=40 \sim 400$	同两级展开式
	分流式		$i=i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$ $i=40 \sim 400$	同两级分流式
单级锥齿轮减速器			直齿 $i \leqslant 5$ 曲线齿、斜齿 $i \leqslant 8$	轮齿可做成直齿、斜齿或曲线齿，用于两轴垂直相交的传动中，也可用于垂直相错的传动中。由于制造安装复杂、成本高，所以仅在传动布置需要时才采用
两级圆锥-圆柱齿轮减速器			$i=i_1 \cdot i_2$ 直齿锥齿轮 $i=8 \sim 22$ 斜齿或曲线齿锥齿轮 $i=8 \sim 40$	特点同单级锥齿轮减速器，锥齿轮用在高速级，以使锥齿轮尺寸不致太大，否则加工困难

续表

名称		运动简图	推荐传动比	特点及应用
三级圆锥-圆柱齿轮减速器			$i=i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$ $i=25\sim75$	同两级圆锥-圆柱齿轮减速器
单级蜗杆减速器	蜗杆下置式		$i=10\sim80$	在外轮廓尺寸不大的情况下，可以获得大的传动比，工作平稳，噪声小，但是效率较低。蜗杆在蜗轮下方，啮合处的冷却和润滑都较好，蜗杆轴承润滑也方便，但当蜗杆圆周速度高时，搅油损失大，一般用于蜗杆圆周速度 $v<10$ m/s 的场合
两级齿轮—蜗杆减速器			$i=i_1 \cdot i_2$ $i=15\sim480$	有齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级两种形式。前者结构紧凑，而后者传动效率高
行星齿轮减速器	单级 NGW		$i=2.8\sim12.5$	与普通圆柱齿轮减速器相比，尺寸小，重量轻，但制造精度要求较高，结构较复杂，在要求结构紧凑的动力传动中应用广泛

17.1.1 圆柱齿轮减速器

当传动比在 8 以下时，可采用单级圆柱齿轮减速器。大于 8 时，最好选用二级（$i=8\sim40$）和二级以上（$i>40$）的减速器。减速器单级齿轮的传动比如果过大，则大齿轮的直径会很大，导致减速器外部尺寸过大，这其实是不经济的，大小轮的强度也很难达到平衡。多级齿轮减速器单级传动比一般控制在 3～4.2 是比较经济的。两个载荷、传动比和其他条件都相同的单级和二级减速器的外廓尺寸的比较如图 17-2 所示。

二级和二级以上圆柱齿轮减速器的传动布置形式有展开式、分流式和同轴式等数种，如图 17-3 所示。展开式最简单，但由于齿轮两侧的轴承不是对称布置，因而将使载荷沿齿宽分布不均匀，且使两边的轴承受力不等。为此，在设计这种减速器时应注意：①轴的刚度宜取大些；②扭矩应从离齿轮较远的轴端输入，以减轻载荷沿齿宽分布的不均匀性；③采用斜齿轮时应使轴向力向着受径向力小的轴承，一个轴上有两个齿轮时应合理地选取螺旋角方向使两个齿轮所受的轴向力相反。

在分流式减速器中，由于齿轮两侧的轴承对称布置，而且受载大的低速级又正好位于两轴承中间，所以载荷沿齿宽的分布情况显然比展开式好。这种减速器的高速级齿轮常采用斜齿，一侧为左旋，另一侧为右旋，轴向力能互相抵消。为了使左右两对斜齿轮能自动调整以便传递相等的载荷，因此其中较轻的小齿轮轴在轴向应能做小量游动。

同轴式减速器输入轴和输出轴位置位于同一轴线上，故箱体长度较短。但这种减速器的轴向尺寸和重量都较大，且中间轴较长，容易使载荷沿齿宽分布不均匀，而且高速级齿轮的承载能力也难以充分利用。

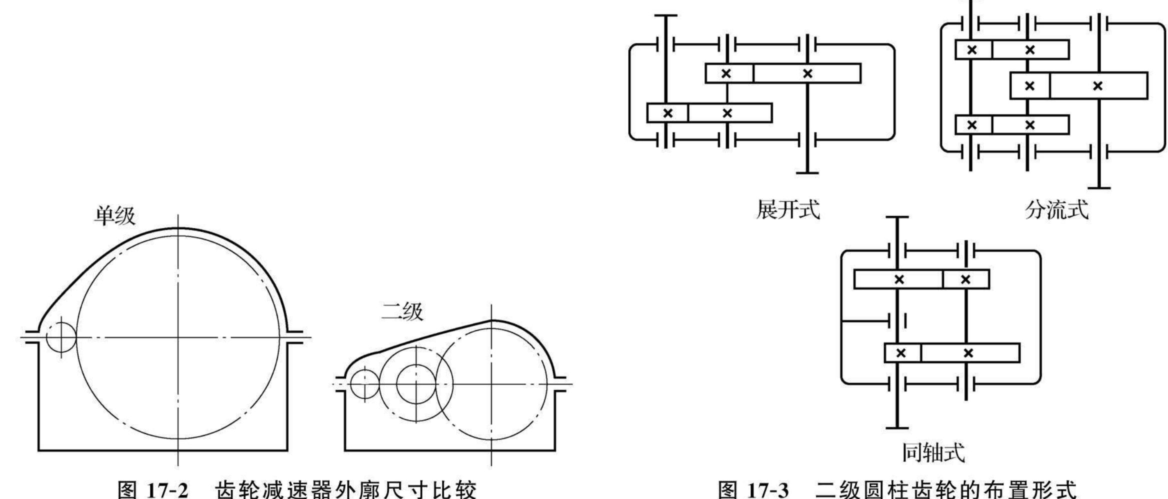


图 17-2 齿轮减速器外廓尺寸比较

图 17-3 二级圆柱齿轮的布置形式

圆柱齿轮减速器在所有减速器中应用最广。它传递功率的范围可从很小至 30 000 kW，最大可达上千兆瓦；圆周速度也可从很低至 150 m/s，最高可达 300 m/s。

圆柱齿轮减速器分渐开线齿形和圆弧齿形两大类。除齿形不同外，减速器结构基本相同。传动功率和传动比相同时，圆弧齿轮减速器在长度方向的尺寸要比渐开线齿轮减速器小 30%～40%。

17.1.2 圆锥齿轮减速器

用于输入轴和输出轴位置呈相交的场合。二级和二级以上的圆锥齿轮减速器常由圆锥齿轮传动和圆柱齿轮传动组成，所以有时又称圆锥-圆柱齿轮减速器(图 17-1(a))。因为圆锥齿轮常常是悬臂安装，为了使它受力小些，常将圆锥齿轮作为高速级。由于圆锥齿轮的制造成本高，在设计上应注意合理地选择其传动比和尺寸。圆锥-圆柱齿轮减速器广泛应用于皮带/刮板输送机械。

17.1.3 蜗杆减速器

蜗杆减速器(图 17-1(c))主要用于传动比较大($i>10$)的场合。通常说蜗杆传动结构紧凑、轮廓尺寸小，这只是相对传动比较大的蜗杆减速器而言，当传动比并不很大时，此优点并不显著。由于效率较低，蜗杆减速器不宜在长期连续使用的动力传动中应用，而且只宜传递中等以下的功率，一般不超过 200 kW。

蜗杆减速器主要有蜗杆在上和蜗杆在下两种不同形式。蜗杆圆周速度小于 4 m/s 时最好采用蜗杆在下式，这时，在啮合处得到良好的润滑和冷却条件。单蜗杆圆周速度大于 4 m/s 时，为避免搅油太深、发热过多，最好采用蜗杆在上式。

二级蜗杆减速器能获得很大的传动比($i=70$～2500)，但通常采用两个蜗杆减速器组合的方式。但这种总的传动效率则较低。

普通阿基米德蜗杆减速器制造简单，使用广泛，但其承载能力、传动效率、使用寿命都较低。所以，又有一些新型蜗杆减速器出现。例如，圆弧圆柱蜗杆，齿形为凹凸接触，传动效率和承载能力均高于普通蜗杆；环面蜗杆传动，包括平面包络、锥面包络、渐开面包络和直廓环面蜗杆，其承载能力比普通蜗杆传动提高 2～3 倍，传动效率可达到 95%以上，但制造工艺复杂。

齿轮-蜗杆减速器，它有齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级两种形式。前者结构较紧凑，后者效率较高。

17.1.4　行星齿轮减速器

行星齿轮减速器(图 17-1(d))传动比范围广、传动效率高(单级达 96%～99%)，传动功率可从 12 W 至 50 000 kW，而且结构紧凑，体积和重量比普通齿轮、蜗杆减速器要小。

除渐开线行星齿轮减速器外，目前还广泛采用行星摆线针轮减速器、少齿差渐开线行星齿轮减速器、谐波齿轮减速器，它们都具有传动比大、结构紧凑、相对体积小等特点。目前，高精密的摆线针轮减速器与谐波齿轮减速器已广泛应用于机器人行业。但总的说来，行星减速器结构较复杂，制造精度要求较高。

为了生产上的需要，减速器还有许多其他的形式。例如，电动机-减速器直接型(图 17-5)电动机直接固定在减速器壳体上，电动机轴和减速器的输入轴直接连接。有些则直接把输入轴齿轮做在电机轴上。这种减速器的特点是结构紧凑，占空间小，总费用比分离型便宜。

多安装式减速器(图 17-5)同一种减速器本体可以用不同形式的底脚构成多种安装方式，如立式或卧式、侧联等形式。图 17-5 蜗杆减速器设计了下、上、后侧三种安装方式。

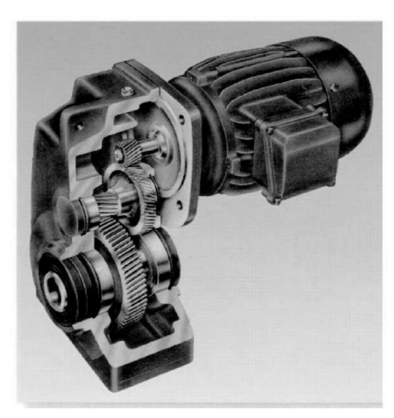


图 17-4　电动机-减速器直接型



图 17-5　多安装式减速器

轴装式减速器(图 17-6)输出轴为一空心轴，机器的被驱动轴穿过空心轴并用键与之连接。轴装式减速器的特点是占用空间小，输入轴可围绕输出轴调整到任意合宜的位置。

组合式减速器(图 17-7)一个减速器轴装为另一减速器的下一级传动，除了形成产品系列外，能够达到很大的传动比，这种方式在蜗杆减速器、行星减速器上面应用较多。

组装式减速器箱体成矩形(图 17-8)。箱体正面有盖，盖上最多可安排 A、B、C、D 四个平行轴孔，中心距 $a_{AB}<a_{BC}<a_{CD}$ 按要求选用齿轮和进出轴盖板，可安装成单级、两级、三级减速器。每一级传动可有若干种传动比，所以，利用同一个箱体可以构成许多不同传动比的齿轮减速器。矩形箱体也便于各种方式布置，如直立、横卧等。需要垂直轴间的传动时，箱体侧面还留有窗口，以便固定支架，安装小锥齿轮轴，构成圆锥或圆锥-圆柱齿轮减速器。

组装式减速器箱体有多种规格，每一种箱体的第一、二级传动正是小它一号箱体的第二、三级传动，第二、三级传动又正是大它一号箱体的第一、二级传动。所以，组装式减速器可以用最少规格、品种的零件，组成许多不同传动比、不同传动功率、不同安装位置的减速器，以满足使用者的

要求。这充分体现了模块化设计思想。组装式减速器便于大量生产，生产效率高，经济性好。

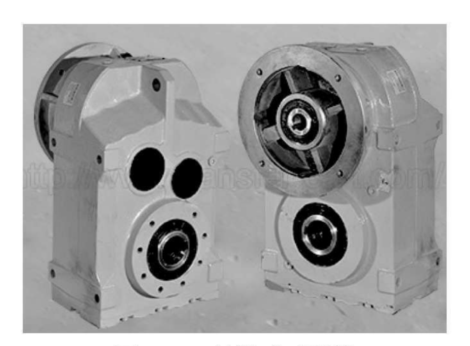


图 17-6　轴装式减速器



图 17-7　组合式减速器

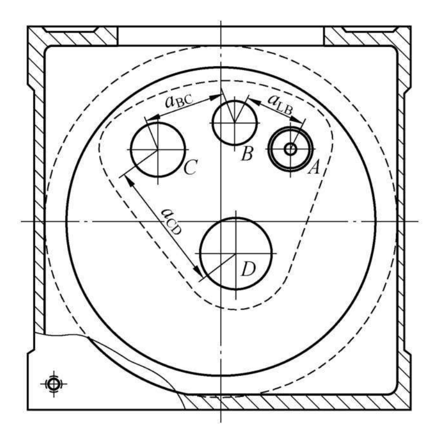


图 17-8　组装式减速器

17.2　传动比分配

在设计二级和二级以上的减速器时，合理地分配各级传动比是很重要的，因为它将影响减速器的轮廓尺寸和重量以及承载能力、润滑条件。

传动比分配的大致原则是：①使各级传动的强度接近相等；②使各级传动的润滑条件大致相近。

当二级展开式圆柱齿轮减速器按照轮齿接触强度相等的条件进行传动比分配时，可按下式计算：

$$\lambda C^3\frac{(i_h+1)i_h^4}{(i_h+i)i^2}=1,\ C=\frac{d_l}{d_h},\ \lambda=\frac{\psi_l[\sigma_H]_l^2}{\psi_h[\sigma_H]_h^2} \tag{17-1}$$

式中，i——总传动比；

φ——齿宽系数；

角注 h、l——指高速、低速级传动。

一般 C 值为 1～1.3，主要是考虑大齿轮的浸油深度，不至于使高速级大齿轮浸油过深，导致搅油损失增加，所以高速级大齿轮直径应比低速级的大齿轮直径要小一些，同时也应使它们的浸油深度相差不大。当 $C=1$ 时，减速器外形尺寸最小，两个大齿轮浸油深度相同；当 $C>1$ 时，高速级大齿轮可不浸入油面或少许浸入油面，能够减少搅油损失。

三级圆柱齿轮减速器的传动比分配要比二级减速器复杂，但基本类似。当用计算机优化设计时，可以最大承载能力为优化目标，以各级传动强度、大齿轮浸油深度差、总体积为约束条件，把传动比分配作为变量之一，可以求得较佳的分配方案。

减速器的设计除了强度指标外，还需考虑噪声、传动效率、热平衡等条件。工作场合不同，设计时考虑的侧重点也不一样。例如，弧齿锥齿轮的传动平稳性较好，在用到弧齿锥齿轮的场合，可放在第一级使传动速度在第一级传动后有较大下降，以利于降低传动系统的噪声，同时也避免了弧齿锥齿轮的体积过大，增加制造成本。高速级所受载荷小，采用斜齿传动时可取较大一些的螺旋角，这样可通过提高圆柱齿轮的重合度，降低齿轮传动的噪声。适当增大圆柱齿轮的齿幅，相应减小圆柱齿轮的直径，在提高齿轮纵向重合度的同时，有利于减小大齿轮的板形振动和声辐射面。当然这些措施对提高减速器的承载能力也是有利的。

17.3　减速器构造

减速器主要由传动零件(齿轮或蜗杆)、轴、轴承、箱体及其附件构成。其基本结构有三大部分：①齿轮、轴及轴承组合称为轴系；②箱体；③减速器附件。单级的齿轮减速器的构造如图 17-9 所示。

绝大多数减速器的箱壳是中等强度的铸铁铸成，重型减速器用高强度铸铁或铸钢。少量生产时也可以用焊接箱壳。大量生产小型减速器时有可能采用板材冲压箱壳。减速器箱体的外形目前比较倾向于形状简单和表面平整。

箱体应具有足够的刚度，以免受载后变形过大而影响传动质量。箱体上的轴承孔的表面光洁度要好，粗糙度应控制在不高于 3.2 μm。轴承孔轴线的相互位置偏差必须在允许范围内。

箱体有整体式和剖分式，各有优缺点。整体式箱体，刚性、强度、抗振性、隔音效果好，机械可加工性也好，但可装配工艺性差，必须采用串装方式，维修不方便。剖分式箱体，剖分面多取在传动轴线所在平面上，其最大的优点是易于装配和维护，缺点是加工工序增多，结合面、整体配合要求难度增加，刚性总体上不如整体式。目前中小型减速器采用整体式的较多。实际应用中应根据不同的使用工况选取箱体的结构。

剖分式通常由下箱体和箱盖两部分所组成，其剖分面则通过传动的轴线。剖分面应光洁平整，粗糙度应不高于 3.2 μm。为了卸盖容易，在剖分面处的一个凸缘上攻有螺孔，以便拧紧螺钉时能将盖顶起来。

连接箱体和箱盖的螺栓应合理布置，并注意留出扳手空间。在轴承附近的螺栓宜稍大些并尽量靠近轴承。为保证箱体和箱盖位置的准确性，在剖分面的凸缘上应设有 2～3 个圆锥形定位销。

在箱盖上备有为观察啮合情况用的视孔、为排出箱内热空气用的通气孔和为提起箱盖用的起重吊钩。在箱体上则常设有提起整个减速器用的起重吊钩和为观察或测量油面高度用的油面指示器或测油孔。

箱体的壁厚可按经验公式确定

$$\delta \approx 0.03a_s + \Delta \geqslant 7\ \text{mm} \text{ 或 } \delta \approx C\sqrt[4]{T_s} \geqslant 7\ \text{mm} \tag{17-2}$$

式中，a_s——单级或多级的末级中心距；

T_s——减速器输出转矩；

Δ——增加量，调质齿轮减速器：单级 $\Delta=0$，二级 $\Delta=2$ mm，三、四级 $\Delta=3$ mm；淬硬齿轮减速器：单级 $\Delta=2$ mm，二级 $\Delta=3$ mm，三、四级 $\Delta=5$ mm。

筋厚、凸缘厚、螺栓尺寸等均可根据经验公式计算。减速器常用的结构尺寸如图 17-10 所示。

小齿轮直径较小时与轴制成一体，称齿轮轴。这种结构用于齿轮直径与轴的直径相差不大的情况，如果轴的直径为 d，齿轮齿根圆的直径为 d_f，则当 $d_f-d\leqslant(6\sim7)m_n$时，应采用这种结构。而当 $d_f-d>(6\sim7)m_n$时，采用齿轮与轴分开为两个零件的结构，此时齿轮与轴的周向用平键固定，轴上零件利用轴肩、轴套和轴承盖做轴向固定。

在减速器中最广泛采用的是滚动轴承。若有轻微的轴向力，可采用深沟球轴承。当轴向载荷较大时，应采用角接触球轴承、圆锥滚子轴承或与推力轴承的组合结构。只有在载荷很大、工作条件繁重和转速很高的减速器才采用滑动轴承。关于滚动轴承类型的选择及其组合设计详见滚动轴承章。

此外，为防止润滑油流失和外界灰尘进入箱内，在轴承端盖和外伸轴之间装有密封元件。

为了保证减速器的正常工作或满足制造工艺要求，还必须配备一些附件。例如，为检查传动零件的啮合情况的检视孔，平衡箱体内外气压的通气罩，油面指示器、放油螺塞、启箱螺钉、起吊装置等。这些附件很多都已标准化，可从有关的设计手册和图册中查出。

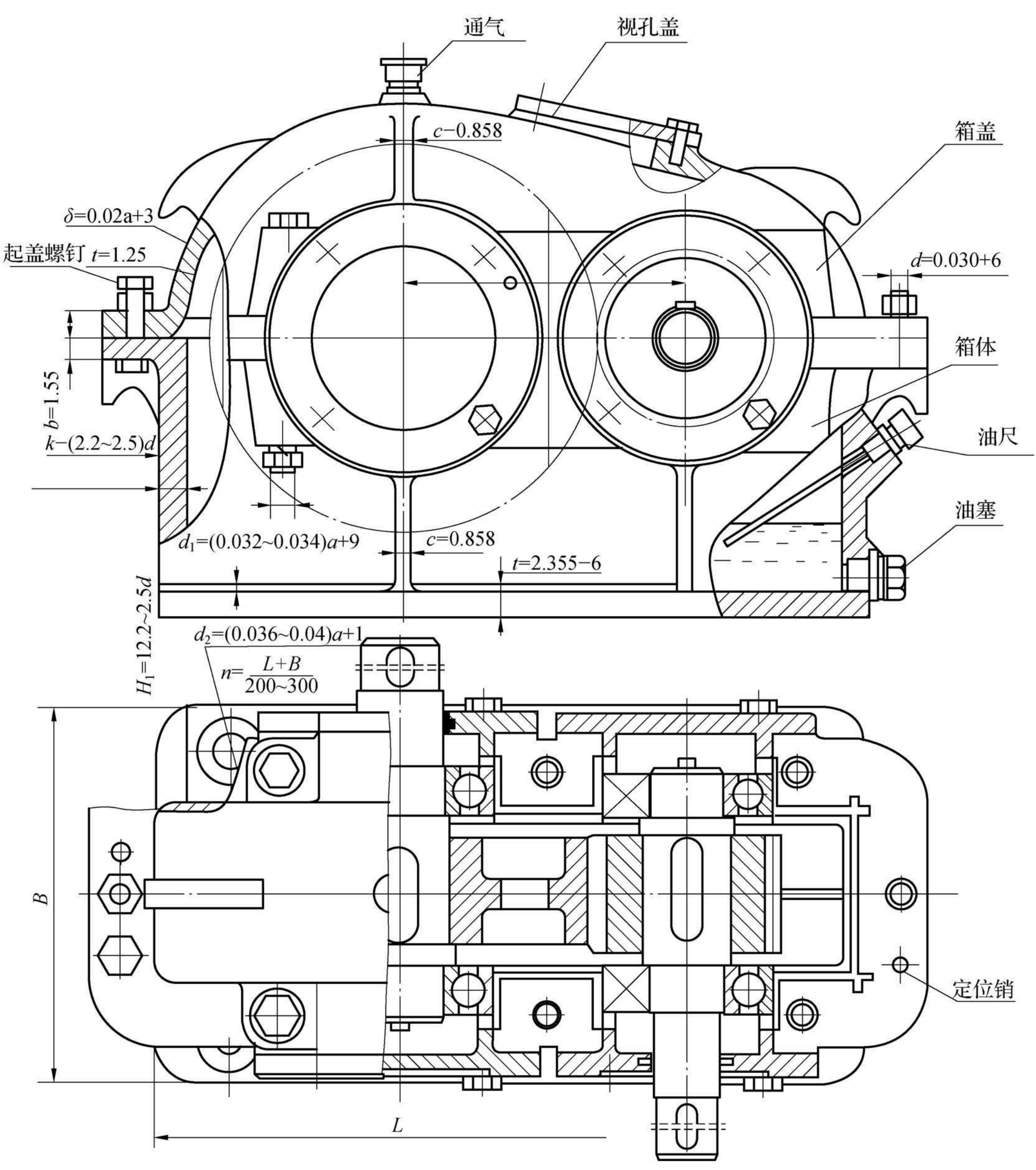


图 17-9　单级圆柱齿轮减速器结构(单位：mm)

17.4　减速器的润滑

17.4.1　传动的润滑

圆周速度 $v \leqslant 15$ m/s 的齿轮减速器广泛采用浸油润滑(图 17-10)。但浸油齿轮圆周速度 $v \leqslant 2.5$ m/s 时，油飞溅不起来，轴承润滑不充分，不宜采用。

为了减少齿轮运动的阻力和油的温升，浸入油中的齿轮深度以 1～2 个齿高为宜[图 17-10(a)]。速度高的还应该浅些，建议在 0.7 倍齿高左右，但至少要达到 10 mm。速度低的允许浸入深些。润滑圆锥齿轮传动时，齿轮浸入油中的深度应达到轮齿的整个宽度。对于油面有波动的减速器(如船用减速器)，浸入宜深些。

在多级减速器中要满足各级传动齿轮浸入油中深度相等是不大可能的，这种情况下高速级与低速级大齿轮浸油深度会依次递增，低速级浸入深些对搅油损失影响小些，但最深不应超过齿轮半径的 1/3。如果发生低速级浸油太深的情况，则可以采用惰轮搅油[图 17-10(b)]或其他措施。对于倾斜一定角度安装的减速器导致齿轮浸油深度相差太大的，则在设计上应采取特殊的措施，如将齿轮展开轴线倾斜一定角度布置[图 17-10(c)]。

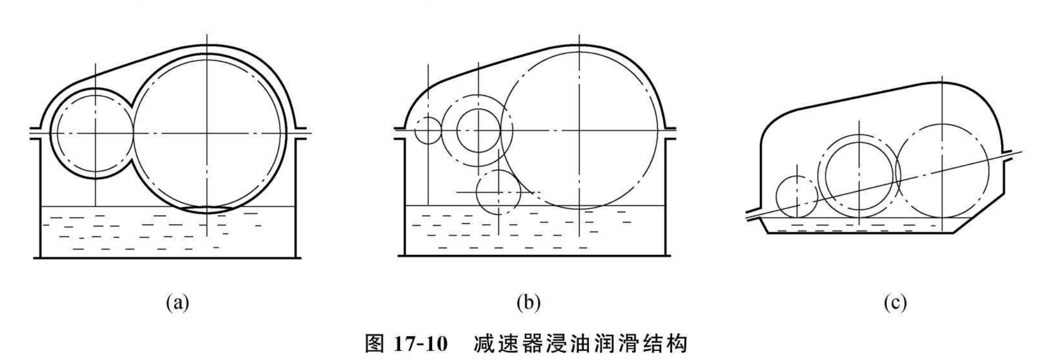


图 17-10　减速器浸油润滑结构

减速器油池的容积平均可按每 1 kW 需 0.35～0.71 L 润滑油计算(大值用于黏度较高的油)，同时应保持齿轮顶圆距离箱底不低于 30～50 mm，以免太浅时激起沉降在箱底的油泥。

圆周速度 $v > 12$ m/s 的齿轮减速器不宜采用油池润滑，因为：①齿轮带上的油会被离心力甩出去而送不到啮合处；②搅油会使减速器的温升增加；③会搅起箱底油泥，从而加速齿轮和轴承的磨损；④加速润滑油的氧化和降低润滑性能等。因此，这时最好采用喷油润滑(图 17-11)。润滑油从自备油泵或中心供油站送来，借助管子上的喷嘴将油喷入齿轮啮合区，根据齿轮线速度的大小确定喷油口的直径和数量。喷油润滑也常用于速度并不很高而工作条件相当繁重的重型减速器中和需要用大量润滑油进行冷却的减速器中。喷油润滑需要专门的管路装置、油的过滤和冷却装置以及油量调节装置等，所以费用较贵。

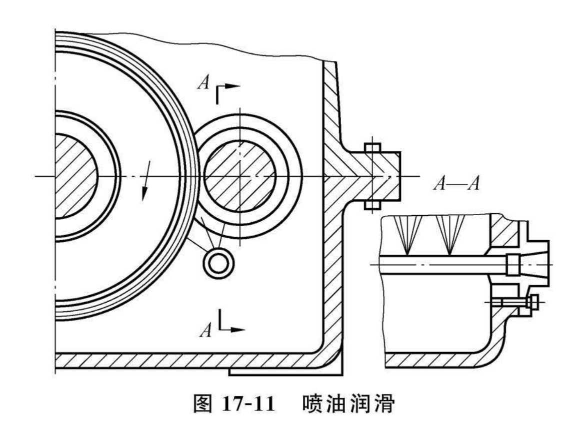


图 17-11 喷油润滑

17.4.2 轴承的润滑

如果减速器用的是滚动轴承，则轴承的润滑方法可以根据齿轮的圆周速度来选择。

(1)圆周速度在 2～3 m/s 以上时，可以采用飞溅润滑。把飞溅到箱盖上的油，汇集到箱体剖分面上的油沟中，然后流进轴承进行润滑。飞溅润滑最简单，在减速器中应用最广。这时，箱内的润滑油黏度完全由齿轮传动决定。

(2)圆周速度在 2～3 m/s 以下时，由于飞溅的油量不能满足轴承的需要，所以最好采用刮油润滑，设置专门的刮板刮下齿轮端面的油，并导入油沟和流入轴承进行润滑，或者根据轴承转动座圈速度的大小选用脂润滑或滴油润滑。

采用脂润滑时，应在轴承内侧设置挡油环或其他内部密封装置，以免油池中的油进入轴承稀释润滑脂。

滴油润滑有间歇滴油润滑和连续滴油润滑两种方式。为保证机器起动时轴承能得到一定量的润滑油，最好在轴承内侧设置一圆缺形挡板，以便轴承能积存少量的油。挡板高度不超过最低滚珠(柱)的中心。经常运转的减速器可以不设这种挡板。

(3)转速很高的轴承需要采用压力喷油润滑。如果减速器用的是滑动轴承，由于传动用油的黏度太高不能在滑动轴承中使用时，轴承润滑就需要采用独自的润滑系统。这时应根据轴承的受载情况和滑动速度等工作条件选择合适的润滑方法和油的黏度。

另外在有些机器中，往往需要在主动轮转速一定时，从动轮转速可在一定范围内平稳而连续地改变，即要求无级变速。无级变速的方式有机械式、电力式和液压式。机械无级变速器用于中、小功率的传动中，多采用摩擦力传动形式(见第 12 章)，它是一种变传动比的传动装置。

无级变速器的详细设计资料及其他的机械无级变速器可参阅机械设计手册等有关资料。

【本章要点】

(1)齿轮减速器分类方法多种多样，按输入/出轴的位置可分为平行轴、交叉轴、同轴式，按传动级可分为单级、二级和多级等。

（2）各级传动比分配影响减速器的轮廓尺寸、重量以及承载能力、润滑条件。给出了传动比分配的大致原则是：各级传动的强度接近相等，各级传动的润滑条件大致相近。

（3）介绍了减速器的主要组成，其基本结构有齿轮、轴及轴承组合起来的轴系，箱体，减速器附件三大部分。

课后习题

17-1　简述减速器的用途及分类，举例说明几种常用减速器及其特点和应用。

17-2　减速器的传动比如何分配？它对减速器的性能有何影响？

17-3　减速器有哪些润滑方式？影响润滑的主要因素有哪些？

17-4　在齿轮减速器设计上如何体现模块化设计思想？

17-5　讨论工业减速器技术的发展方向及趋势。

参 考 文 献

[1]杨可桢．机械设计基础[M].4 版．北京：高等教育出版社，1999.
[2]王军，田同海．机械设计[M]. 北京：机械工业出版社，2015.
[3]李建功．机械设计基础[M]. 北京：机械工业出版社，2012.
[4]濮良贵，陈国定，吴立言．机械设计[M].9 版．北京：高等教育出版社，2013.
[5]邱宣怀．机械设计[M].4 版．北京：高等教育出版社，2002.
[6]陈晓南，杨培林．机械设计基础[M]. 北京：科学出版社，2012.
[7]吴克坚，于晓红，钱瑞明．机械设计[M]. 北京：高等教育出版社，2003.
[8]王军．机械设计基础[M]. 北京：机械工业出版社，2013.
[9]王德伦．机械设计[M]. 北京：机械工业出版社，2015.
[10]师素娟，张秀花．机械设计[M]. 北京：北京大学出版社，2012.
[11]马贵飞．机械设计基础[M]. 上海：上海交通大学出版社，2013.
[12]耿玉香．机械设计基础[M]. 西安：西安交通大学出版社，2014.
[13]范元勋．机械原理与机械设计[M]. 北京：清华大学出版社，2014.
[14]杨巍，何晓玲．机械原理[M]. 北京：机械工业出版社，2010.
[15]MOTT R. 机械设计(英文版)[M]. 钱瑞明改编．北京：电子工业出版社，2007.
[16]MORTON R L. 机械原理(英文版)[M]. 韩建友改编．北京：高等教育出版社，2007.
[17]任小中．机械制造技术基础[M]. 北京：科学出版社，2012.
[18]邓效忠，魏冰阳．锥齿轮设计的新方法[M]. 北京：科学出版社．2012.
[19]朱孝录．机械传动设计手册[M]. 北京：电子工业出版社，2007.
[20]齿轮手册编委会．齿轮手册(上)[M]. 北京：机械工业出版社，2000.
[21]齿轮手册编委会．齿轮手册(下)[M]. 北京：机械工业出版社，2000.
[22]曾韬．螺旋锥齿轮设计与加工[M]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学出版社，1989.
[23]卜炎编．螺纹连接设计与计算[M]. 北京：高等教育出版社，1993.
[24]董学朱．摆线齿锥齿轮及准双曲面齿轮设计与制造[M]. 北京：机械工业出版社，2002.
[25]董学朱．环面蜗杆传动设计和修形[M]. 北京：机械工业出版社，2004.
[26]陈继平，李元科．现代设计方法[M]. 武汉：华中科技大学出版社．2006.
[27]梁锡昌，吕宏展．减速器的分类创新研究[J]. 机械工程学报，2011，07：1-7.
[28]王晓峰，黄磊，杨静等．汽车发动机连杆断裂失效分析[J]. 金属热处理，2013，38(077)：122-124.
[29]胡明杰．压力机轴杆件断裂失效分析及预防[J]. 机床与液压，2015，43(01)：201-204.
[30]付晓莉，韩超，李勇，等．减速器设计方法的研究现状与发展趋势[J]. 机械传动，2012，10：112－114，118.
[31]刘晓东．φ660 新型全自动钢管倒棱机自动送料机构的优化设计[D]. 天津：天津理工大学，2015.

策划编辑：杜 倩

责任编辑：杜 倩 李 倩

控制工程基础

机械设计

液压与气压传动技术

工程力学

材料力学

机械工程材料

互换性与测量技术

互换性与测量技术实验指导书



筑米文化服务平台
（微信公众号）



筑米教育
（www.zhumijiaoyu.com）



定价：49.50元


ISBN 978-7-5647-3639-2
9 787564 736392